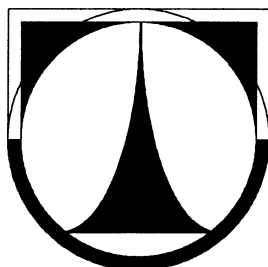


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra částí a mechanismů strojů



Automobilová sedačka s nepolyuretanovým materiálem

Disertační práce

Car seat with non-polyurethane material

Ph.D. Thesis

Liberec 2012

Michal Petru

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra částí a mechanismů strojů

Disertační práce

k získání akademického titulu Doktor (Ph.D.)

ve studijním oboru

Konstrukce strojů a zařízení

Automobilová sedačka s nepolyuretanovým materiálem

Car seat with non-polyurethane material

Ing. Michal Petru

Školitel: doc. Ing. Vítězslav Fliegel, CSc.

Studijní program: P 2302 Stroje a zařízení

Studijní obor: 2302V010 Konstrukce strojů a zařízení

Studijní zaměření: Části a mechanismy strojů

Školící pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů

Datum státní doktorské zkoušky: 2. 6. 2011

Datum odevzdání práce: 25. 4. 2012

Prohlášení o původnosti disertační práce

Prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací se školitelem disertační práce a s odborníky v řešené problematice.

Datum: V Liberci dne 25. 4. 2012

Podpis:

Prohlášení k využívání výsledků disertační práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném využití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé disertační práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé disertační práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své disertační práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Datum: V Liberci dne 25. 4. 2012

Podpis:

Poděkování

Tato disertační práce byla vypracována na katedře částí a mechanismů strojů Fakulty strojní Technické univerzity v Liberci s podporou výzkumného záměru MSM 4674788501 „Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem“, s podporou studentské grantové soutěže (SGS) a dalších projektů a grantů.

Rád bych na tomto místě poděkoval všem, kteří přispěli ke vzniku této práce. Zejména bych chtěl poděkovat školiteli doc. Ing. Vítězslavovi Flieglo, CSc. za odborné vedení a všem členům katedry částí a mechanismů strojů, jmenovitě pak doc. Ing. Ludvíkovi Prášilovi, CSc. a prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. za cenné rady, věcné podmínky a podporu během studia.

Také bych chtěl poděkovat Ing. Ondřeji Novákovi, Ph.D. a Ing. Aleši Lufinkovi, Ph.D., a dále pánům Miroslavu Doubkovi, Lubomíru Firkalovi za spolupráci a pomoc při uskutečňování experimentů.

Zvláštní poděkování patří panu prof. RNDr. Bohuslavu Střížovi, DrSc. za uvedení do problematiky studie a řešení nelineárních materiálových struktur.

Na závěr bych hlavně chtěl poděkovat celé své rodině za podporu, pochopení a trpělivost během psaní této práce.

Anotace

Náhrada polyuretanové pěny za jiný alternativní recyklovaný materiál, snižování hmotnosti a snižování nežádoucích mechanických vibrací je klíčovým problémem nejen současného trendu vývoje automobilové sedačky, ale také všech sedaček pro dopravní kolové stroje. Tento komplexní multidisciplinární problém nebyl dosud zcela vyřešen. Předkládaná disertační práce se zabývá studiem a analýzou mechanických vlastností vybraných materiálových struktur aplikovatelných pro konstrukci výplně komfortní vrstvy sedáku automobilové sedačky a také konstrukčním návrhem aktivní regulovatelné výztuhy sedáku automobilové sedačky. Možnosti pasivního snížení vibrací mají svá omezení, proto použití aktivní regulovatelné výztuhy představuje možnou cestu, jak dosáhnout požadované kvality sezení. Disertační práce prezentuje shrnutí a sestavení matematicko-fyzikálního popisu nelineárních vlastností polyuretanové pěny a vybraných nepolyuretanových materiálů z vláknenných kompozitních struktur při stlačení. Provedly se verifikační experimenty na reálných vzorcích a také pomocí modelových simulací metodou konečných prvků. Pro snížení dynamických účinků přenášených konstrukcí sedačky v současnosti vyráběné byly provedeny analýzy, které vedly k následnému návrhu řešení prostřednictvím systému aktivně regulovatelné výztuhy sedáku. Výhodiskem návrhů byla syntéza řízeného snižování vibrací s návrhy různých variant konstrukčního provedení aktivně regulovatelné výztuhy. Navrhnuté konstrukční řešení bylo realizováno sestavením funkčního modelu automobilové sedačky s nepolyuretanovým materiálem s aktivně řízenou výztuhou sedáku. Konstrukce funkčního modelu byla porovnána měřením s konstrukcí sedačky v současnosti vyráběné. Výsledkem řešení disertační práce je funkční model automobilové sedačky s nepolyuretanovým materiálem s aktivní regulovatelnou výztuhou snižující podíl vstupních vibrací do sedačky, čímž se docílí zvýšení vybraných parametrů kvality sezení. Vybrané vláknenné kompozitní materiály s horizontálně kladenými vlákny vzhledem k nezávislosti na rychlosti deformace nabízí možnost řešení současné problematiky nejen automobilových sedaček.

Klíčová slova:

Automobilová sedačka, alternativní recyklované materiály, vláknenné kompozitní struktury, nelineární mechanické vlastnosti, rychlost deformace, vibrace, aktivně řízená výztuha sedáku.

Annotation

The replacement of polyurethane foam by an alternative recycled material, as well as the reduction of weight and unwanted mechanical vibrations are key issues not only in the current trends in automobile seats, but all wheeled transportation vehicle seats. This comprehensive multidisciplinary problem has not been completely resolved yet. This thesis deals with the study and analysis of the mechanical properties of selected material structures applicable to the manufacture of fillings for comfortable cushion layers and also the construction design of actively adjustable car seat reinforcements. The possibilities for passive vibration reduction have their limitations, so the use of active adjustable reinforcements represents a possible way to achieve desired seating quality parameters. The dissertation presents a summary and compilation of mathematical and physical descriptions of the nonlinear properties of polyurethane foams and selected non-polyurethane materials made from compressed fiber composite structures. Verification experiments were conducted on real samples as well as model simulations using the finite element method. To reduce the dynamic effects on structure-borne seats currently in production, analyses were carried out and subsequently a proposed solution of an actively adjustable seat braces system was designed. The starting point was the synthesis of controlled vibrations reduction with various alternative proposals for the structural implementation of actively adjustable braces. The final design was implemented by constructing a functional car seat model with a non-polyurethane material over an actively-managed seat reinforcement. The structure of the functional model was compared to currently produced seat designs by measurement. The result of this thesis is a functional car seat model made from a non-polyurethane material with an actively adjustable reinforcement, which decreases the proportion of input vibrations, therefore achieving an improvement of selected seating quality parameters. The selected fiber composite material, made from horizontally laid fibers and given its independence to deformation speed, offers a solution to the current issue not only in respect to car seats.

Key Words:

Car seat, alternative recycled materials, fiber composite structures, nonlinear mechanical properties, deformation speed, vibration, actively controlled seat reinforcement.

Obsah

Symbole, názvy, jednotky	IX
Seznam obrázků.....	XIV
Seznam tabulek.....	XIX
1 Úvod	1
2 Současný stav řešené problematiky	3
2.1 Trendy vývoje automobilové sedačky	3
2.2 Požadavky na konstrukci automobilové sedačky	4
2.2.1 Požadavky na konstrukci ovlivňující bezpečnost pasažéra	4
2.2.2 Požadavky na konstrukci ovlivňující komfort sezení.....	8
2.2.3 Další požadavky ovlivňující konstrukci sedačky	13
2.3 Konstrukce a provedení v současnosti vyráběných automobilových sedaček	14
2.4 Shrnutí současného stavu řešené problematiky	17
2.5 Rešerše ve vztahu k navrhnutému řešení problematiky	18
2.6 Závěr kapitoly.....	25
3 Cíle disertační práce	26
4 Analýza materiálů pro výplně komfortní vrstvy autosedačky	27
4.1 Analýza vlastností vybraných vzorků PU pěny.....	27
4.1.1 Charakteristika testovaných vzorků PU pěny.....	28
4.1.2 Matematicko-fyzikální popis mechanického chování vzorků PU pěny	32
4.1.3 Shrnutí analýzy vlastností vybraných vzorků PU pěny.....	39
4.2 Analýza vlastností vybraných vzorků z NPU materiálů.....	40
4.2.1 Charakteristika testovaných vzorků z NPU materiálů	42
4.2.2 Matematicko-fyzikální popis mechanického chování vzorků z NPU materiálů	45
4.1.3 Shrnutí analýzy vlastností vybraných vzorků z nepolyuretanových materiálů	50
4.3 Závěr kapitoly.....	50
5 Stanovení mechanických vlastností vzorků vybraných materiálů pro výplně komfortní vrstvy autosedačky	51
5.1 Měření mechanických vlastností zkušebních vzorků	51
5.2 Měření vlastností vybraných materiálových vzorků při statickém stlačování	51
5.2.1 Stanovení mechanických vlastností vzorků PU pěny při statickém stlačování.....	52
5.2.2 Stanovení mechanických vlastností vzorku PU pěny a vybraných vzorků NPU materiálů při statickém stlačování	54
5.3 Měření vlastností vybraných materiálových vzorků při dynamickém stlačování	57
5.3.1 Stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování proti tuhé podložce bez počáteční deformace	58
5.3.2 Stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování proti tuhé podložce s počáteční deformací.....	62
5.4 Měření relaxace vybraných materiálových vzorků	65
5.4.1 Stanovení relaxace vybraných vzorků zatížených tuhou deskou do konstantní hodnoty deformace	65
5.4.2 Stanovení relaxačního modulu vybraných vzorků	66
5.5 Modelové simulace mechanických vlastností vybraných vzorků	67
5.6 Výběr odpovídajícího programu MKP pro sestavení modelových simulací.....	67

5.6.1 MKP simulace mechanických vlastností vybraných vzorků PU pěny a NPU materiálu	69
5.7 Závěr kapitoly	77
6 Konstrukční návrh aktivní regulovatelné výztuhy pro řízené snižování vibrací v automobilové sedačce	78
6.1 Konstrukční možnosti řízeného snižování vibrací	78
6.1.1 Prvky pro řízené snižování působících vibrací	79
6.2 Mechanické modely pro stanovení působících vibrací	80
6.2.1 Diskrétní dvouhmotový model dynamické soustavy zatížené sedačky	80
6.2.2 Diskrétní jednohmotový model samotné konstrukce sedáku	87
6.3 Návrh tlumícího systému do konstrukce sedáku automobilové sedačky	88
6.3.1 Návrhy systému aktivní regulovatelné výztuhy sedáku	89
6.4 Návrh materiálu regulovatelné výztuhy	96
6.4.1 Zkoušení mechanických vlastností kompozitní viskoelastické textilie	97
6.4.1.1 Stanovení mechanických vlastností tahovou zkouškou	97
6.4.1.2 Stanovení relaxace materiálu	98
6.5 MKP simulace mechanických vlastností aktivně regulovatelné výztuhy	99
6.5.1 MKP simulace tahové zkoušky	99
6.5.2 MKP simulace aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené vahou virtuální figuríny	101
6.5 Závěr kapitoly	105
7 Funkční model automobilové sedačky s nepolyuretanovým materiálem a aktivně řízenou výztuhou	106
7.1 Konstrukce funkčního modelu	106
7.1.1 Konstrukce funkčního modelu komfortní výplně sedáku s nepolyuretanovým materiálem	106
7.1.2 Konstrukce funkčního modelu sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou	107
7.1.3 Kompletace funkčního modelu automobilové sedačky	110
7.2 Zkoušení funkčního modelu automobilové sedačky	111
7.2.1 Sestavení zkušebního zařízení	111
7.2.2 Popis horizontálního rámu	111
7.2.3 Popis přípravku pro uložení sedačky k hydraulickému válci	112
7.2.4 Realizace zkušebního zařízení v hydrodynamické laboratoři	113
7.2.5 Měření přenosových charakteristik automobilových sedaček	114
7.4 Závěr kapitoly	119
8 Přínosy disertační práce	120
8.1 Přínosy pro vědní obor	120
8.1 Přínosy pro praxi	120
9 Závěr a doporučení	122
Literatura	125
Seznam vědeckých a odborných publikací autora	130
Přílohy	P-1

Symboły, názvy, jednotky

HIC , kritérium poranění hlavy,	[-]
t , čas,	[s, ms]
a , zrychlení,	[m.s ⁻²]
L_{AT} , míra pozornosti řidiče,	
$P(RT^{-1})$, pravděpodobnost rychlosti řídicích reakcí,	
P , pravděpodobnost,	
P_{corr} , míra správnosti,	
X_i , souřadnicový systém,	
$i = 1, \dots, 3$, X, Y, Z , směry souřadnicového systému,	
i, j, k , jednotkové vektory do hlavní směry souřadného systému,	
ijk , symbolika vycházející z Levi-Cevitova permutačního symbolu,	
WBV , vibrace působící na celé tělo,	
η_t , tlumení,	[Ns/m, Ns.m ⁻¹]
η_{vypIn} , tlumení výplně komfortní vrstvy,	[Ns.m ⁻¹]
η_{ram} , tlumení konstrukce rámu,	[Ns.m ⁻¹]
K , tuhost,	[N/m, N.m ⁻¹]
k_{vypIn} , tuhost výplně,	[N.m ⁻¹]
k_{ram} , tuhost konstrukce rámu,	[N.m ⁻¹]
L_a , hladina zrychlení,	[dB]
$F(f)$, periodická budící síla závislá na frekvenci,	[N]
F_{hum} , síla analogického modelu člověka,	[N]
$F(t)$, harmonická síla,	[N]
f , frekvence,	[Hz]
a_w , efektivní hodnota zrychlení,	[m.s ⁻²]
$a(f)$, zrychlení závislé na dané vstupní budící frekvenci,	[m.s ⁻²]
$v(f)$, rychlost závislá na dané vstupní budící frekvenci,	[m.s ⁻¹]
$Z(f)$, vstupní mechanická impedance,	[N/m.s ⁻² , N/m.s ⁻¹]
RMS , hodnota rychlosti vibrací,	[m.s ⁻¹]
VDV , hodnota dávky vibrace,	[m.s ⁻¹]
$normRMS_{ijk}$, celkový příspěvek efektivní hodnoty rychlosti vibrací,	[m.s ⁻¹]
$rawRMS_{ijk}$, hrubý příspěvek hodnoty rychlosti vibrací (nefiltrovaná data měření),	[m.s ⁻¹]
$floorRMS_{jk}$, efektivní příspěvek hodnoty rychlosti vibrací (filtrovaná data měření), ..	[m.s ⁻¹]
$\overline{floorRMS_j}$, zprůměrovaná efektivní hodnota vibrací pro preferovaný směr vibrace, ..	[m.s ⁻¹]
ρ , měrná (objemová) hmotnost, hustota,	[kg.m ⁻³]
GSM , plošná hmotnost,	[kg.m ⁻²]
ε , deformace, přetvoření,	[% , mm.mm ⁻¹]
$\dot{\varepsilon}(t)$, rychlost deformace,	[1.s ⁻¹]

$\vartheta(t)$,disipace energie,.....	[J]
γ	,objemová deformace,	[-]
Γ	,celkové objemové přetvoření,.....	[-]
V_{komp}	,stlačený objem,	[m ³]
V_0	,původní nestlačený objem,.....	[m ³]
V_{Polym}	,objem struktury polymeru,	[m ³]
V_{vzduch}	,objem vzduchových buněk,	[m ³]
GSM	,plošná hmotnost,.....	[g.m ⁻²]
Φ	,poměr mezi stlačeným a nestlačeným objemem,	[-]
δ	,délka stlačení,.....	[mm]
L_0	,původní nedeformovaná vzdálenost,	[mm]
Ψ	,parametr objemového zaplnění,	[-]
E	,modul pružnosti,	[MPa]
$\Lambda(\varepsilon)$,funkce stlačení,	[-]
σ	,napětí,	[MPa, kPa]
m	,hmotnost,.....	[kg]
m_{vypln}	,hmotnost výplně komfortní vrstvy,	[kg, g]
m_{ram}	,hmotnost konstrukce rámu ,	[kg]
$f(\varepsilon)$,polynomická funkce popisující průběh při stlačení,	[-]
$G(t)$,relaxační modul,	[N.mm ⁻²]
T	,teplota,.....	[°C]
a, b	,materiálové konstanty,	[-]
$h(T, \dot{\varepsilon})$, skoková funkce vztažená k teplotě a rychlosti deformace,	[-]
$g(\rho)$, experimentálně stanovená hodnota vztažená k měrné hmotnosti struktury,	[-]
τ	, časový okamžik,	[s]
F_z	, zatěžující síla,.....	[N]
F_o	, odlehčující síla,.....	[N]
W_z	, práce vykonnaná při zatížení vzorku,.....	[J]
W_o	, práce vykonnaná při odlehčení vzorku,.....	[J]
$\Theta(t)$, creepová poddajnost,.....	[Pa ⁻¹]
ζ	, porozita,	[-]
V_c	, celkový objem struktury včetně vzduchu,	[m ³]
V_v	, celkový objem vláken,	[m ³]
p_k	,kompresní tlak,	[MPa,kPa]
μ	, velikost zaplnění,	[-]
k_p	, souhrnný materiálový parametr,	[MPa, kPa]
W_c	, celkový objem nestlačitelných granulí,	[m ³ ,mm ³]
C	, konstanta úměrnosti,	[-]
k_f	, parametr vlákna,	[N.mm ²]
h	, délkový rozměr mezivláknenného kontaktu,	[mm,μm]
y_δ	, okamžité vertikální stlačení,	[mm,μm]

F_V , kontaktní síla mezi vlákny,.....	[N]
y_0 , počáteční délka před stlačením,	[mm,μm]
d , průměr vlákna,	[mm,μm]
μ_0 , počáteční zaplnění struktury,.....	[-]
h_0 , počáteční délkový rozměr mezivláknenného kontaktu,	[mm,μm]
k_δ , parametr materiálu vlákna,.....	[-]
$E(\mu)$, deformační energie závislá na zaplnění vláknenné struktury,.....	[J]
$E_\mu(\varepsilon_i)$, deformační energie závislá na deformaci v hlavních směrech stlačování,	[J]
$W(\mu)$, práce potřebná ke stlačení vláknenné struktury,.....	[J]
σ_{HMH} , Celkové nepřetí (Huber, von Mises, Hencky),.....	[MPa, kPa]
α , úhel sklonu směrnice tuhosti,	[-]
ϕ , fázový posun,	[°]
ω , úhlová rychlost,	[rad.s ⁻¹]
E_P' , reálná složka dynamického modulu pružnosti,	[MPa]
E_P'' , imaginární složka dynamického modulu pružnosti,.....	[MPa]
E_P^D , komplexní dynamický modul,	[MPa]
E_P^S , komplexní statický modul pružnosti,.....	[MPa]
$y_{(Z)}$, zdvih hydraulického válce,	[mm]
$A_{(Z)}$, vstupní amplituda zrychlení,	[m.s ⁻²]
A_0 , počáteční amplituda zrychlení,	[m.s ⁻²]
i_d , dynamický poměr,	[-]
$\varepsilon_i, \varepsilon_{ij}$, tenzor deformace,	
$\varepsilon_{i,j,k}$, deformace do hlavních směrů,	
σ_{ii}, σ_{ij} , Cauchyho tenzor napětí,	
σ_{ij}^{nom} , tenzor nominální napětí,	
MKP , metoda konečných prvků,	
MDP , metoda diskretních prvků,	
MHP , metoda hraničních prvků,	
MKO , metoda konečných objemů,	
\mathfrak{N} , souvislá oblast třírozměrného prostoru,	
Γ , hranice souvislé oblasti,	
ξ , spojitě prostředí,	
\mathbf{M} , matice hmotnosti,	
$\ddot{\mathbf{u}}$, matice zrychlení vektorů posunutí uzlů,	
\mathbf{F}^E , matice vektorů externích sil,	
\mathbf{F}^I , matice vektorů interních sil,	
B , prvková matice báзовých funkcí přetvoření,	
F^{kont} , vektor kontaktních sil,	
F^{Hurg} , vektor tlumících sil hourglassingu,	
σ_n , prvková matice působících napětí v prku,	

κ_i ,	vektor objemových sil,	
χ_i ,	vektor povrchových sil,	
\mathbf{u} ,	matice vektorů posunutí uzlů,	
$\dot{\mathbf{u}}$,	matice rychlosti vektorů posunutí uzlů,	
u_t ,	vektor okamžitých posuvů,	
$u_{t-\Delta t}$,	vektor předešlých posuvů,	
$u_{t+\Delta t}$,	vektor následných posuvů,	
A_0 ,	původní referenční geometrie,	
$A_{t+\Delta t}$,	aktuální referenční geometrie,	
\mathbf{B} ,	matice tlumení,	
$\ddot{\mathbf{x}}, \dot{\mathbf{x}}, \mathbf{x}$,	matice zrychlení, rychlostí, výchylek,	
l ,	velikost elementu,	[mm]
l_{min} ,	minimální velikost elementu,	[mm]
Δt^{krit} ,	kritický časový krok výpočtu,	[s, ms]
$\lambda_i, \lambda_i^{\alpha_p}$,	vektory protažení do hlavních směrů,	[mm]
$E(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$,	hustota deformační energie,	[J]
μ_p ,	materiálová konstanta,	[-]
α_p ,	materiálová konstanta,	[-]
G ,	modul pružnosti ve smyku,	[MPa]
ν ,	poissonovo číslo,	[-]
T_p ,	perioda,	[s]
a_n, b_n ,	konstanty rozvoje Fourierovi řady,	[-]
ω ,	úhlová rychlost,	[rad.s ⁻¹]
Ω ,	vlastní frekvence,	[s ⁻¹]
Ω_{ram} ,	vlastní frekvence rámu,	[s ⁻¹]
A_1 ,	amplituda ustálených kmitů,	[mm]
A_{1st} ,	statické vychýlení,	[mm]
A_ξ ,	parametr naladění,	[-]
Λ_m ,	poměr hmotností,	[-]
Λ_η ,	poměrné tlumení,	[-]
Λ_f ,	poměr frekvencí,	[-]
$\Lambda_{\xi syst}$,	parametr naladění systému,	[-]
$\Lambda_{\eta syst}$,	parametr tlumení systému,	[-]
η_{syst} ,	tlumení přídavného systému,	[Ns.m ⁻¹]
$R(t)$,	celková reakční síla,	[N]
R_0 ,	amplituda,	[mm]
K_{vz} ,	tuhost viskoelastické výztuhy,	[N.m ⁻¹]
η_{vz} ,	tlumení viskoelastické výztuhy,	[Ns.m ⁻¹]
φ ,	úhel natočení,	[rad, °]

F_R , reakční síla regulace,	[N]
δW , virtuální práce,	[J]
Δr_i , složka výsledného virtuálního posunutí,	[mm]
r , poloměr otáčení rotačního členu,	[mm]
β , úhlová poloha,	[°]
α , úhel sklonu opásání,	[rad,°]
F_{PT} , působící síla v přídavném prvku pro řízené snižování vibrací,	[N]
ν_i , třecí koeficient,	[-]
ξ , úhel osy rotace,	[°]
r_1, r_2 , délka ramen páky,	[mm]
K_S , celková tuhost aktivního systému,	[N.m ⁻¹]
$\varepsilon_{VZ}(t), \dot{\varepsilon}_{VZ}(t)$, deformace a rychlost deformace viskoelastické výztuhy,	[-]
$\varepsilon_{Kvz}(t)$, elastická složka deformace viskoelastické výztuhy,	[-]
$\varepsilon_{\eta v z}(t)$, viskózní složka deformace viskoelastické výztuhy,	[-]
F_{Kvz} , složka elastické síly viskoelastické výztuhy,	[N]
$F_{\eta v z}$, složka tlumící síly viskoelastické výztuhy,	[N]
σ_{Kvz} , složka elastického napětí viskoelastické výztuhy,	[MPa, kPa]
$\sigma_{\eta v z}$, složka tlumícího napětí viskoelastické výztuhy,	[MPa, kPa]
E_{VZ} , modul pružnosti viskoelastické výztuhy,	[MPa]
E_{VZ} , modul pružnosti viskoelastické výztuhy,	[MPa]
$\sigma_{VZ}(t)$, celkové napětí ve viskoelastické výztuze,	[MPa]
$\dot{\sigma}_{VZ}(t)$, rychlost změny celkového napětí ve viskoelastické výztuze,	[MPa]
δW_{ext} , příspěvek virtuální práce vnějších sil,	[J]
δW_{int} , příspěvek virtuální práce vnitřních sil,	[J]
b_i , objemové síly,	[N]
ℓ_i , zatěžující (povrchové) napětí,	[MPa]
h_{VZ} , délka vzorku viskoelastické výztuhy,	[mm]
h_{VZ} , délka vzorku viskoelastické výztuhy,	[mm]
ε^G , Green-Lagrangeův tenzor deformace,	
\mathbf{S} , 2.Piola-Kirchhoffův tenzor napětí,	
$\hat{P}[n]$, periodogram,	
$\hat{x}[n]$, analyzovaný signál,	
$\hat{w}[n]$, použité analogové okno,	
N , délka použité analogové okno,	
DFT , diskretní Fourierova transformace,	
O , operační funkce,	[-]
I , počet segmentů,	[-]
$H[f]$, výsledný přenos,	[-]
$\varphi[f]$, fáze,	[°]

$R_{xy}(n)$, křížová korelace,..... [-]

Seznam obrázků

Kapitola 2

Obr. 2.2.1	Průběh hyperextenze hlavy při nárazu do hlavové opěrky.....	5
Obr. 2.2.2	Výsledky modelové simulace zadního nárazu: zrychlení hlavy při nárazu do opěrky (nahore), rychlost hlavy (dole)	6
Obr. 2.2.3	Výsledky modelové simulace zadního nárazu: porovnání opěrek hlavy při nárazu hlavy	6
Obr. 2.2.4	Schéma ponořování pasažéra do sedačky	7
Obr. 2.2.5	Modelová simulace ponořování pasažéra do sedačky.....	7
Obr. 2.2.6	Hlavní stimuly ovlivňující řidičovu pozornost a následné řízení.....	8
Obr. 2.2.7	Vliv potahu na rozložení a distribuci kontaktního tlaku: sedák bez potahové textilie (vlevo), sedák s potahovou textilií (vpravo)	9
Obr. 2.2.8	Měření efektivního zrychlení na konstrukci rámu sedáku	12
Obr. 2.2.9	Pole rozmístění max. efektivního zrychlení na konstrukci rámu sedáku	12
Obr. 2.3.1	Problematická recyklace výplní komfortní vrstvy z PU pěny.....	14
Obr. 2.3.2	Konstrukční provedení v současnosti vyráběné automobilové sedačky a) konstrukce rámu sedáku a opěráku, b) konstrukce sedáku, c) komfortní výplň sedáku a opěráku z PU pěny, d) potahová textilie	15
Obr. 2.3.3	Stanovení H-bodu na konstrukci automobilové sedačky pro užitková vozidla	16
Obr. 2.5.1	Konstrukce komfortní výplně sedáku (vlevo) a opěráku (vpravo) s vlákenných gumožín	18
Obr. 2.5.2	Porovnání struktur: a) PU pěna, b) 3D netkaná textilie	19
Obr. 2.5.3	Disipace energie vzorků porovnávaných struktur během stlačování	19
Obr. 2.5.4	Testované struktury: a) 3D netkaná textilie, b) PU pěna	19
Obr. 2.5.5	Porovnání tuhosti a disipace energie vzorků testovaných struktur při stlačení	20
Obr. 2.5.6	Zátěžové těleso (tvarovka) pro studii a posouzení kvality sezení.....	20
Obr. 2.5.7	Nelineární mechanické vlastnosti testované pleteniny v podélném a příčném směru	21
Obr. 2.5.8	Modelová simulace: usazení virtuální figuríny	21
Obr. 2.5.9	Realizace prototypu konstrukce sedaček v interiéru automobilu.....	22
Obr. 2.5.10	Funkční model konstrukce řízeného bezpečnostního mechanismu sedačky....	23
Obr. 2.5.11	Schéma konstrukce vibroizolačního prvku aplikace návrhu v konstrukci sedačky (vlevo), vibroizolační prvek se zkrutnými pružinami a frikčním tlumičem	24
Obr. 2.5.12	Funkční model konstrukce řízeného vibroizolačního prvku sedačky: konstrukce elastické výztuhy a vibroizolačního prvku (nahore), nastavení a aretace vibroizolačního prvku (dole).....	24
Obr. 2.5.13	Návrh vibroaktivní zpětné vazby umístěné v opěráku sedačky	25
Obr. 2.5.14	Výsledky vibroaktivní zpětné vazby umístěné v opěráku sedačky.....	25

Kapitola 4

Obr. 4.1.1	Charakter struktury vzorku PU pěny.....	28
Obr. 4.1.2	Snímací zařízení pro analýzu struktury testovaných vzorků.....	29

Obr. 4.1.3	Analýza struktury testovaného vzorku PU pěny: a) vnější stavba (nizkoprodyšný obal), b) vnitřní stavba s charakteristickým tvarem buňky (vlevo), detail zvětšený na elektronovém mikroskopu VEGA Tescan	30
Obr. 4.1.4	Objem vzduchu a hmoty ve struktuře PU pěny v závislosti na měrné hmotnosti čistého polyuretanu	31
Obr. 4.1.5	Nelineární průběh vzorku PU pěny v závislosti napětí na přetvoření (nahore), charakteristické průběhy ve 3 hlavních oblastech (dole).....	32
Obr. 4.1.6	Relaxační modul viskoelastického materiálu v časové závislosti.....	34
Obr. 4.1.7	N-parametrické reologické modely: Maxwellův model (vlevo), Kelvinův model (vpravo).....	35
Obr. 4.1.8	N-parametrické Tuckertův model popisující nelineární chování vzorku PU pěny	36
Obr. 4.1.9	Porovnání nelineárního průběhu závislosti napětí na přetvoření PU pěny: Experiment (plná čára); n-parametrický Tuckertův model (tečkovaná čára)	38
Obr. 4.1.10	N-parametrický Tuckertův model: vyjádření průběhu tuhosti a tlumení v závislosti na stlačení	38
Obr. 4.2.1	Charakter struktury kompozitního vláknenného materiálu	41
Obr. 4.2.2	Vybrané vzorky testovaných nepolyuretanových materiálů (nahore), skladba vybraných vzorků nepolyuretanových materiálů v řezu (dole).....	42
Obr. 4.2.3	Makroskopické zobrazení rozložení vláken ve vzorcích NPU materiálů	43
Obr. 4.2.4	Nelineární průběh vzorku NPU materiálu v závislosti napětí na přetvoření....	45
Obr. 4.2.5	Porovnání teorií podle vztahu 4.2.2 a 4.2.3: Závislost zaplnění μ na parametru p_k / k_p pro max. stlačení vláknenné struktury v tuhém boxu	47
Obr. 4.2.6	Porovnání experimentu a teorií podle vztahu 4.2.2 a 4.2.3: Závislost zaplnění μ na kompresním tlaku p_k do hodnoty zaplnění $\mu = 0,3$	47
Obr. 4.2.7	Elementární kontinuum stlačované vláknenné struktury	49

Kapitola 5

Obr. 5.2.1	Stanovení mechanických vlastností vzorků PU pěny při statickém stlačování: a) schematické uspořádání měření, b) realizace měření.....	52
Obr. 5.2.2	Výsledné průběhy závislosti síly na deformaci vzorků PU pěny s rozměry 100x100x60,40 a 20 mm při cyklickém stlačování	53
Obr. 5.2.3	Závislost tuhosti na deformaci vzorků PU pěny s rozměry 100x100x60,40 a 20 mm při cyklickém stlačování	54
Obr. 5.2.4	Výsledné průběhy závislosti síly na deformaci vzorků NPU materiálů s rozměry 100x100x40 mm při cyklickém stlačování.....	55
Obr. 5.2.5	Výsledné průběhy závislosti síly na deformaci vzorků NPU materiálů č.11 a č. 16 v porovnání se vzorkem PU pěny při cyklickém stlačování.....	55
Obr. 5.2.6	Výsledné silové účinky vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 v porovnání se vzorkem PU pěny se směrnici tuhosti	56
Obr. 5.2.7	Závislost tuhosti na deformaci vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 v porovnání se vzorkem PU pěny	56
Obr. 5.3.1	Stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování bez počáteční deformace: a) schematické uspořádání měření, b) realizace měření	58
Obr. 5.3.2	Vstupní budící harmonické signály pro dynamické měření vzorků stlačovaných proti tuhé podložce bez počáteční deformace.....	59

Obr. 5.3.3	Výsledné průběhy závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny při dynamickém stlačování proti tuhé podložce bez počáteční deformace	60
Obr. 5.3.4	Výsledné průběhy závislosti síly na stlačení vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 při dynam. stlačování proti tuhé podložce bez počáteční deformace	60
Obr. 5.3.5	Porovnání výsledných průběhů závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny a vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 při dynamickém stlačování proti tuhé podložce bez počáteční deformace pro vybrané hodnoty frekvence.....	61
Obr. 5.3.6	Stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování s počáteční deformací: a) schematické uspořádání měření, b) realizace měření	62
Obr. 5.3.7	Výsledné průběhy závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny při dynamickém stlačování proti tuhé podložce s počáteční deformací.....	63
Obr. 5.3.8	Výsledné průběhy závislosti síly na stlačení vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 při dynam. stlačování proti tuhé podložce s počáteční deformací	63
Obr. 5.3.9	Porovnání výsledných průběhů závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny a vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 při dynamickém stlačování proti tuhé podložce s počáteční deformací pro vybrané hodnoty frekvence.....	64
Obr. 5.4.1	Porovnání výsledných průběhů relaxace vzorku PU pěny a vzorků NPU materiálů č.11 a č.16.....	65
Obr. 5.6.1	MKP model vzorku dynamicky stlačovaného proti tuhé podložce bez počáteční deformace	70
Obr. 5.6.2	Modifikace vstupních parametrů MKP modelu v datovém souboru (vlevo), vizualizace simulačního modelu v programu PAM CRASH (vpravo)	70
Obr. 5.6.3	Princip kontaktu v modelových simulacích explicitní metodou MKP: schéma (vlevo), výsledná aplikace v modelu (vpravo)	71
Obr. 5.6.4	MKP model: budící signál (vlevo), odezva materiálu na stlačení (vpravo).....	73
Obr. 5.6.5	Porovnání výsl. průběhů stlačení vzorků: experiment a MKP model.....	73
Obr. 5.6.6	MKP model vzorku PU pěny: rozl. vektorů posunutí při 37,5% deformaci....	74
Obr. 5.6.7	MKP model vzorku NPU materiálu č.11: rozložení vektorů posunutí při 37,5% deformaci	74
Obr. 5.6.8	MKP model: Porovnání průběhu hlavních napětí ve vzorku PU pěny a NPU materiálu č.11 při dynamickém stlačení	75
Obr. 5.6.9	MKP model: por. průběhu kontaktních tlaků při 37,5% deformaci vzorku.....	76

Kapitola 6

Obr. 6.1.1	Diagram vstupních parametrů ovlivňujících systémové řešení.....	78
Obr. 6.2.1	Diskrétní dvoumotový model (vlevo), MKP model(vpravo).....	81
Obr. 6.2.2	Stanovení tuhosti konstrukce rámu sedáku: a) přípravek - indentor se snímačem síly do 10 KN, b) realizace experimentu	84
Obr. 6.2.3	Výsledný průběh stanovení tuhosti (nahore), průběh stlačení (dole).....	84
Obr. 6.2.4	Detail plastické deformace na konstrukci vany sedáku.....	84
Obr. 6.2.5	Přenosová charakteristika diskretního dvoumotového modelu pro zvolené vstupní hodnoty.....	85
Obr. 6.2.5	Graf závislosti parametru naladění na frekvenci a přenosu diskretního modelu pro zvolené vstupní hodnoty	86
Obr. 6.2.7	Diskrétní jednohomotový model konstrukce rámu sedáku s uvažovaným přidavným tlumením.....	87
Obr. 6.2.8	Přenos diskretního jednohomotového modelu v závislosti na parametru naladění.....	88

Obr. 6.3.1	Koncept provedení sedačky s kompozitní viskoelastickou výztuhou: a) konstrukce sedáku současného provedení, b) upravená konstrukce sedáku, c) viskoelas. výztuha v konstrukci sedáku, d) proved. v konstrukci sedačky ..	89
Obr. 6.3.2	Zjednodušený model návrhu systému aktivní regulace výztuhy (návrh č.1) ...	90
Obr. 6.3.3	Konstrukční provedení návrhu č.1 aktivně regulovatelné výztuhy: a) regulace přes rotační vazbu, b) regulace v přímočarém vedení	90
Obr. 6.3.4	Uložení konstrukčního provedení návrhu č.1 aktivně regulovatelné výztuhy v sedáku automobilové sedačky	91
Obr. 6.3.5	Zjednodušený model návrhu systému aktivní regulace výztuhy (návrh č.2) ...	91
Obr. 6.3.6	Konstrukční provedení návrhu č.2 aktivně regulovatelné výztuhy: a) možné proved. regulace, b) ulož. akt. říz. výztuhy v konstrukci sedáku.....	92
Obr. 6.3.7	Zjednodušený model návrhu systému aktivní regulace výztuhy (návrh č.3) ...	93
Obr. 6.3.8	Konstrukční provedení návrhu č.3 aktivně regulovatelné výztuhy a) možné proved. regulace, b) ulož. akt. říz. výztuhy v konstrukci sedáku.....	93
Obr. 6.3.9	Výsledný průběh závislosti tuhosti navrhovaného systému na stlačení.....	94
Obr. 6.4.1	Vybrané materiály výztuhy: s hyperelastickým zátěrem (vlevo), s izotropním zátěrem (vpravo).....	97
Obr. 6.4.2	Detail: hyperelastický zátěr (nahore), izotropní zátěr (dole).....	97
Obr. 6.4.3	Provedení tahové zkoušky vzorku kompozitní viskoelastické výztuhy	97
Obr. 6.4.4	Výsledné průběhy tahové zkoušky	98
Obr. 6.4.5	Zkouška relaxace vzorku kompozitní viskoelastické výztuhy	98
Obr. 6.4.6	Zatížení vzorků pro posouzení relaxace materiálu	99
Obr. 6.5.1	MKP model tahové zkoušky vzorku kompoz. viskoelastické výztuhy.....	100
Obr. 6.5.2	Materiálový model kompozitní viskoelastické výztuhy.....	100
Obr. 6.5.3	Porovnání tahové zkoušky: experiment (nahore), MKP model (dole).....	101
Obr. 6.5.4	MKP model aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené vahou virtuální figuríny	102
Obr. 6.5.5	MKP model: počáteční předepnutí aktivní regulovatelné výztuhy	103
Obr. 6.5.6	Průběh simulace aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené virtuální figurínou v časové sekvenci	104
Obr. 6.5.7	MKP model: Rozložení hlavních napětí v podélném směru (vlevo) a příčném směru (vpravo).....	104

Kapitola 7

Obr. 7.1.1	Porovnání funk. modelu konstrukce komfortní výplně sedáku s NPU materiálu a konstrukce výplně sedáku v současnosti vyr. sedačky z PU pěny	107
Obr. 7.1.2	Konstrukce funkčního modelu sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou a) provedení regulace, b) aplikace v konstrukci sedáku autosedačky	107
Obr. 7.1.3	Systém regulace aktivně regulovatelné výztuhy: přední aktivní hřídel (vlevo), kinematický systém (vpravo)	108
Obr. 7.1.4	Uložení tlumiče a pružiny	109
Obr. 7.1.5	Hmotnost vibroizolačního systému aktivně řízené výztuhy.....	109
Obr. 7.1.6	Realizace funk. modelu sedáku s aktivně řízenou viskoelast. výztuhou.....	109
Obr. 7.1.7	Funkční model sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou (vlevo), autosedačka v současnosti vyráběná s pasivní elast. výztuhou (vpravo)	110
Obr. 7.1.8	Porovnání funkčního modelu a autosedačky v současnosti vyráběné bez potahové textilie (vlevo), porovnání funkčního modelu a autosedačky v současnosti vyráběné s potahovou textilií (vpravo)	110
Obr. 7.2.1	Návrh uspořádání zkušebního zařízení pro měření a testování autosedaček .	111

Obr. 7.2.2	Konstrukce zátěžového ramene pro měření a testování autosedaček.....	112
Obr. 7.2.3	Sestavené zařízení pro měření kompletních sedaček a funkčních modelů: a) přípravek pro uložení sedačky k HD válci, b) uložení zátěž. ramene	113
Obr. 7.2.4	Měření v HD laboratoři (vlevo), výstupní experimentální data (vpravo)	115
Obr. 7.2.5	Schéma výpočtu periodogramu	115
Obr. 7.2.6	Výsledné porovnání průběhů přenosových charakt. sedaček bez potahu	116
Obr. 7.2.7	Výsl. porov. průběhů fáze v závislosti na frekvenci sedaček bez potahu	117
Obr. 7.2.8	Výsledné porovnání průběhů přenosových charakt. sedaček s potahem	117
Obr. 7.2.9	Výsl. porovnání průběhů fáze v závislosti na frekvenci sedaček s potahem .	118

Seznam tabulek

Kapitola 2

Tab. 2.2.1	Výsledné hodnoty efektivního zrychlení na konstrukci rámu sedáku.....	12
------------	---	----

Kapitola 4

Tab. 4.1.1	Charakteristika přístrojů pro analýzu struktury testovaných vzorků.....	29
Tab. 4.1.2	Rozbor vybraných testovaných vzorků PU pěny	31
Tab. 4.2.1	Rozbor vybraných testovaných vzorků NPU materiálů	44

Kapitola 5

Tab. 5.4.1	Výsledné hodnoty relaxačního modulu $G(t)$	66
Tab. 5.6.1	MKP model dynamicky stlačovaného vzorku.....	71
Tab. 5.6.2	Vstupní materiálové vlastnosti MKP modelu dynamicky stlačovaného vzorku	73
Tab. 5.6.3	Výsledky napětí ve vzorku dynamicky stlačovaném	76

Kapitola 6

Tab. 6.2.1	Vstupní hodnoty dvouhmotového diskrétního modelu sedačky	85
Tab. 6.4.1	Specifické vlastnosti syntetických vláken z PA 6.6.....	96
Tab. 6.4.2	Geometrické a materiálové vlastnosti zkušebních vzorků	96
Tab. 6.5.1	MKP model vzorku kompozitní viskoelastické textilie	100
Tab. 6.5.2	Vstupní materiálové vlastnosti MKP modelu komp. viskoelast. textilie	101
Tab. 6.5.3	MKP model aktivní regulovatelné výztuhy sedáku	102
Tab. 6.5.4	Vstupní materiálové vlastnosti MKP modelu aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené váhou virtuální figuríny	103

Kapitola 7

Tab. 7.1.1	Hmotnosti výplně komfortní vrstvy sedáku z NPU materiálu a PU pěny	106
Tab. 7.2.1	Hodnoty vstupních amplitud pro danou frekvenci harmonického signálu.....	114
Tab. 7.2.2	Hmotnosti zátěže při jednotlivých měření.....	114
Tab. 7.2.3	Výsledky maximální hodnoty přenosu sedačkou pro danou zátěž.....	118

Kapitola 1

Úvod

Automobilová sedačka (autosedačka) je důležitým článkem systému ovlivňujícího pohodlí a zdraví cestujícího (řidiče, spolujezdce). Očekává se od ní splnění řady funkcí, k těm nejdůležitějším patří kvalita a komfort sezení, bezpečnost řidiče a spolujezdců během jízdy. Komfortem se rozumí nejen pohodlí při sezení, ovlivněné zejména anatomii člověka (konstitucí – stavbou těla), ale i ergonomie spojená s daným prostorem, což uvádějí ve svých pracích Adreoni [1] nebo Chesne [2]. Ergonomie výrazně ovlivňuje snadnou dosažitelnost zejména ovládacích prvků automobilu (Fründ a kol. [3] a Duffy [4]). Hmotnost a stavba těla jedince ovlivňuje interakci těla a sedačky popsitelnou rozložením a velikostí tzv. kontaktního tlaku. Ten je významným faktorem interakce sedačky a pasažéra a je závislý na tvaru a velikosti styčné plochy lidského těla a zkušební tělesa, což popisují např. Verver a kol. [5], Petřík [6] či Kyung a Nussbaum [7]. Konstrukcí rámu sedačky se při jízdě přenášejí účinky mechanických vibrací v důsledku dynamických sil vznikajících při jízdě po vozovce, které mají nepříznivé účinky na člověka (Griffin a kol. [8]; Fliegel a kol. [9]). Další proto požadovanou vlastností, která se od automobilových sedaček očekává, je dostatečný útlum a minimalizace mechanických vibrací přenášovaných na člověka, což uvádí mj. Hirao a kol. [10] a Griffin a Ebe [11]. Výzkum vlastností automobilové sedačky je proto velmi komplexní a složitý problém, zejména k potřebnému analyzování, simulování a měření všech mechanických parametrů (Martonka [12]).

V současné době se vývoj automobilových sedaček ubírá vlivem energetických a ekologických opatření a úspor výrobců automobilů cestou optimalizace stávajících parametrů bezpečnosti a kvality sezení cíleným snižováním hmotnosti a energetické náročnosti konstrukčních materiálů. S tím souvisejí výškové a geometrické uspořádání sedačky, závislé na konstrukčním umístění R-bodu a H-bodu. Problémem v současnosti vyráběných sedaček je již po řadu let také účinná vibroizolace konstrukčního řešení sedáku autosedačky včetně odpovídající výplně komfortní vrstvy. Tento problém tkví zejména ve skutečnosti, že konstrukce rámu sedáku s výztuhou je pasivní stacionární člen, prostřednictvím kterého se přenášejí mechanické vibrace, které do určité míry tlumí struktura výplně komfortní vrstvy sedáku (Fliegel a Martonka [13] či Petřík a Petrů [14]). Vlivem konstrukčních inovací geometrického uspořádání se tento problém dále prohlubuje a stává se složitějším, neboť snížení hmotnosti sedačky je řešeno především redukcí tloušťky výplně komfortní vrstvy sedáku.

Pro výrobu výplně komfortní vrstvy sedáku se používá nejčastěji polyuretanová pěna (PU pěna). Problematická je její recyklovatelnost, která je ovlivněna nutností zpracovávat jen čistý polyuretan bez dalších příměsí (kov, textil, plast), které se do sedáku přidávají. Mechanické vlastnosti stlačované PU pěny při rychlých, dynamických dějích jsou mj. ovlivněné třením struktury a vzduchem obsaženým v buňkách (Mills [15], Woldesenbet a Peter [16] a Petrů a kol. [17]). To se však nemusí v určitém rozsahu deformace významně podílet na kompresní síle, jak uvádí Cirkel [18]. Při kompresním zatěžování se však výrazně mění mechanické a fyzikální vlastnosti PU pěny s geometrií, tloušťkou či hustotou, což vysvětluje Landrock [19]. Důsledkem snížení tloušťky komfortní výplně z PU pěny se sice docílí hledaný požadavek na snížení hmotnosti, ale zároveň se

tím sníží celkové tlumení a naopak se zvýší celková tuhost. Výsledkem bude zvýšení vlivu nepříznivých účinků, vedoucí k snížení vibroizolace a kvality sezení.

Snahou a trendem se proto stal vývoj nízko hustotních PU pěn, které i přes nižší objemovou hmotnost mají lepší mechanické vlastnosti při kompresním stlačování než běžně používané PU pěny [16]. Dalším řešením, které se v autosedačkách aplikovalo, bylo vertikální vrstvení různých polyuretanových pěn s rozdílnými fyzikálními a mechanickými vlastnostmi. To však nepřineslo očekávané zlepšení odpovídající vlastnostem kompozitního působení (Foye [20] a Bareš [21]), což může být dáno faktem, že vrstvením polyuretanových pěn se nedosáhne požadovaného synergického účinku, jak uvádí Mills [22]. Také se tím nedocílí významného zlepšení energetické náročnosti a vibroizolačních vlastností ani dalších parametrů komfortu sezení – prodyšnosti komfortní vrstvy. Zlepšení se projevilo jen v oblasti snížené hodnoty kontaktních tlaků od zatěžovacího tělesa (Petrů a Petřík [23]).

Zejména proto je současným cílem vývoje automobilových sedaček hledat vhodnější řešení. Jednou z možností jak toho dosáhnout, je konstrukční úprava autosedačky a částečné či úplné nahrazení výplně komfortní vrstvy z PU pěny nepolyuretanovým materiálem.

Mechanické chování PU pěny lze považovat za výrazně nelineární, viskoelastické s velkou deformací, relaxací a zotavením struktury. Alternativní materiál nahrazující PU pěnu proto musí mít shodné či lepší mechanické vlastnosti. Takovým alternativním nepolyuretanovým materiálem se proto může stát nízko energetická recyklovaná vlákenná kompozitní struktura (Petrů a Novák [24]), jejíž mechanické vlastnosti při stlačování mají nelineární viskoelastický průběh. Vlastnosti vlákenného kompozitu lze ovlivňovat stavbou a orientací vláken, jejich jemností (průměrem), strukturou, použitým vlákenným materiálem a dalšími mechanickými, strukturními či technologickými parametry jak uvádí Neckář [25].

Oblast analýzy a měření vzorků nepolyuretanových materiálů vhodných pro komfortní výplně automobilových sedaček není však ošetřena příslušnými normami. Závazné normy existují např. jen pro posuzování vlastností čalounických pěn. V automobilovém průmyslu se jedná o normy podnikové, které se mezi jednotlivými výrobci automobilů liší (testuje se na vertikálních rámech, na horizontálních rámech, stlačování do 10,25 – 65% atd.). Tedy pro porovnatelnost je nutné vytvářet si vlastní testovací metodiky zkoušení např. vycházet z metodik zkoušení sedaček s PU pěnou a provést vyhodnocení co možná nejvíce dat, parametrů. Avšak zkoušením nehumánních zátěží různého tvaru, nebo i použitím skutečné humánní zátěže (lidské tělo), nemusí vždy přinést dostatečné výsledky. Je to dáno tím, že tvar lidského těla je tak jedinečný, že ani u stejného jedince při opakovaném měření nezískáme stejné výsledky, jak uvádí Liu a kol. [26]. Proto se v současnosti přistupuje i vzhledem k časové a ekonomické úspoře k analýze mechanických vlastností modelových simulací především metodou konečných prvků, nebo konečných objemů či multi-body systémů atd. Modelové simulace v odpovídajících programech se jeví pro analýzu a optimalizování mechanických vlastností silně nelineárních viskoelastických materiálů velmi vhodné, neboť pomocí simulace můžeme identifikovat parametry, které lze jen obtížně měřit (Kondo [27]). Zejména lze účinně optimalizovat a porovnávat nejen komfortní vrstvy, ale i vybrané konstrukční části autosedaček (Petrů a Novák [28]).

Kapitola 2

Současný stav řešené problematiky

V kapitole se pojednává o důležitých souvislostech řešeného problému, které byly částečně zmíněny v úvodní kapitole. Zejména jsou uvedeny trendy a problematika současného směru vývoje automobilových sedaček. Jedná se především o redukci hmotnosti jednotlivých částí konstrukce, účinnou vibroizolaci a zejména o nahrazení výplně komfortní vrstvy sedáku tj. čalounění z polyuretanové pěny za alternativní, nejlépe nízko hustotní recyklovatelné či recyklované materiály. Dále je popsán vliv interakce sedačky a pasažéra, kde je přiblížen komplexní problém autosedačky jako prvku bezpečnosti a zároveň komfortu sezení. Okrajově jsou uvedeny části konstrukčního řešení v současnosti vyráběných autosedaček, důležité pro celkové konstatování rozboru současného stavu. V kapitole jsou diskutovány vybrané vědecké publikace a studie, zabývající se řešenou problematikou automobilové sedačky. V uvedených publikacích autoři popisují své výsledky a postupy měření a hodnotí vhodnost navrhaných využití nejen měřením, ale také pomocí modelových simulací pro studii, popis a optimalizaci řešené problematiky.

2.1 Trendy vývoje automobilové sedačky

Trendem a snahou současného vývoje autosedaček je **redukce hmotnosti** jednotlivých částí a zároveň zvýšení podílu **energeticky nenáročných materiálů** nejlépe recyklovatelných. Jedná se o složitou optimalizaci cíleným snižováním hmotnosti a energetické náročnosti konstrukčních materiálů, neboť se tím ovlivňuje vliv stávajících parametrů bezpečnosti a kvality sezení. Důraz se klade především na náhradu výplně komfortní vrstvy sedáku, které jsou zpravidla z polyuretanové pěny (PU pěny), tedy náhradu materiálu vyrobených z ropných produktů. Tím se mohou docílit nejen hmotnostní, energetické a ekologické úspory, ale také i určitá zlepšení některých dalších požadovaných parametrů. To vychází z koncepce výrobců automobilů na intenzivní snižování hmotnosti vedoucí ke snižování spotřeby paliva, snižování emisí, snižování spotřeby ropných produktů a naopak zvyšování účinnosti automobilu a ekologických parametrů. Principem je redukce hmotnosti všech konstrukčních částí a dílů tvořících automobil, která v součtu vede k významnému snížení váhy celého automobilu. V Evropské unii je to dáno především směrnicí 2000/53/ES [29], která stanovuje od 1. ledna 2015 pro automobilový průmysl aplikaci jednotlivých konstrukčních částí automobilu z 85% recyklovatelných a z 95 % recyklovaných produktů. Výrobci automobilů jsou však v nastoleném „zeleném trendu“ výrazně podporováni pomocí rámcových programů evropské unie mj. programy FP7, RP7 - vývoj zaměřený na energeticky nenáročné materiály [30]. Zejména proto vznikají výzkumná a vývojová centra po celém světě, např. lze uvést Scotts Miracle-Gro Company [31] zabývající se vývojem nízkoenergetických recyklovaných produktů především z odpadových **syntetických a přírodních vláken** (zejména kokosových), na čemž spolupracují např. s automobilovým uskupením Ford Company. Ford Company využívá spolupráce v tomto směru i s americkými univerzitami, kde již v roce 2007 představil patent vývojového materiálu vhodného nejen pro výplň komfortní vrstvy sedáku a opěráku automobilové sedačky, tzv. biopěnu (BIOfoam), kde buněčná struktura polyuretanové pěny má olejovou složku ropy doplněnou ze 40% přírodním olejem ze **sójových bobů** [32]. Aplikace vybraných odpadových produktů proto může vést k využití nízko hustotních nepolyuretanových materiálů (zejména vláknenné

struktury mohou být výrazně lehčí než PU pěny), které zvýší požadovanou recyklovatelnost konstrukčních částí a naopak sníží podíl ropných produktů (nabízí se aplikace pro sedáky, opěráky, hlavové opěrky autosedačky). Jiného řešení snižování hmotnosti bylo dosaženo propojením resp. vrstvením PU pěny s nepolyuretanovým materiálem u sportovních vozidel koncernu VW (nové typy vozidel Porsche), kde kvalitu sezení při snížené výšce výplně sedáku komfortní vrstvy zvýšili propojením polyuretanové pěny s hyperelastickou plošnou textilií. Výrazných výsledků v poslední době také docílili v automobilech Mercedes Benz a BMW, kde intenzivně optimalizují pro střední a vyšší třídu automobilů výplně komfortní vrstvy sedáku a opěráku z vláken živočišného a rostlinného původu. V německém výzkumném ústavu Nova – Institut vyvíjejí a testují nepolyuretanové produkty z nízko hustotních progresivních materiálů s přírodními vlákny, nesoucí označení tzv. biokompozity, tedy struktury které jsou v první řadě nezávislé na ropě [33]. Naopak tyto biokompozity mohou být za určitých podmínek biodegradabilní (přírodně rozložitelné). Podle údajů, které ústav prezentuje je nárůst biokompozitů ve vybraných automobilech výrazně stoupající, kde institut uvádí, že zatím co v roce 2004 se použilo 16 kg přírodních biodegradabilních vláken – v roce 2009 to již bylo 40 kg a v roce 2012 se očekává až 120 kg na jeden automobil. V roce 2005 publikovali Zeng a kol. [34] využití poly-ethylteréflalátových vláken s kombinací tzv. POSS materiálu neboli mnohostěnných oligomerních ^(2.1) hybridních molekul křemíku s kyslíkem a silikonem (Silsesquioxanes) jako alternativní materiál pro náhradu ropných produktů. Pozornost v poslední době je upřena také na aerogelovou hmotu jako potenciál konstrukčního materiálu budoucnosti, kterou již v roce 1931 označoval za „fascinující“ materiál Kistler [36]. Význam je především dán tím, že jde o superkriticky vysušenou strukturu s objemem vzduchu $99,88 \pm 0,11\%$, kde výsledkem je hmota s velmi nízkou hustotou v rozmezí $0,0011-0,5 \text{ g.cm}^{-3}$, která snese zatížení 2000x větší než je její hmotnost. Uváděné a jiné možnosti alternativních materiálů pro aplikace do automobilových sedaček (sedaček pro osobní, nákladní, užitková vozidla), jsou však vždy závislé na jejich mechanických vlastnostech ovlivňujících hlavní požadavky konstrukce sedačky tj. bezpečnost a komfort sezení člověka/pasažéra na sedačce, neboť optimalizováním jedné požadavky se zpravidla zhorší jiné, neméně důležité požadavky.

2.2 Požadavky na konstrukci automobilové sedačky

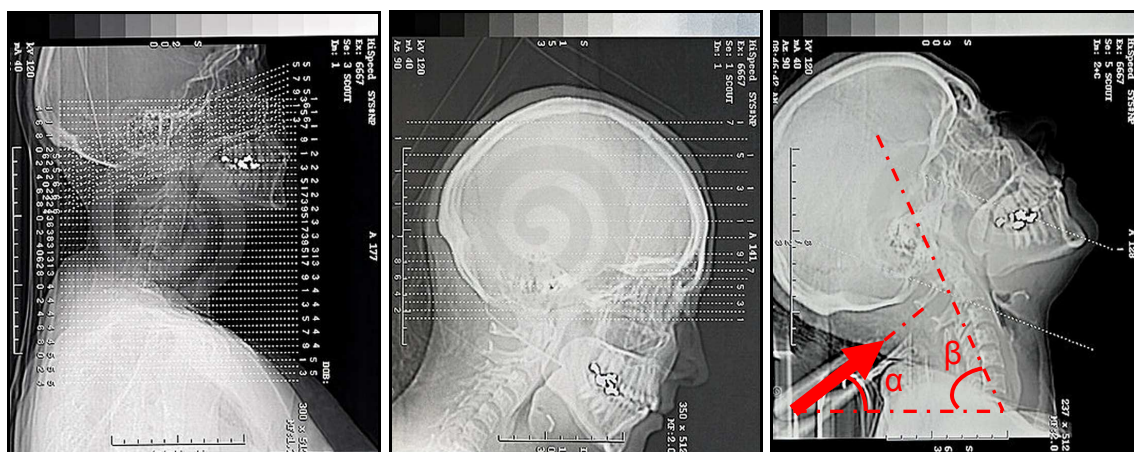
Pro navrhnuté možnosti řešení a následné vymezení cílů disertační práce je potřeba nejprve uvést některé souvislosti a vlivy, které při návrhu konstrukce sedačky je nutné brát úvahu. Zejména ty, které autosedačka musí plnit, a tedy jaké požadavky způsobují komplexnost popisovaného problému. Ucelená studie a výzkum automobilových sedaček je především komplikovaná vzhledem k potřebnému množství měření, simulování a analyzování všech, nejen mechanických parametrů.

2.2.1 Požadavky na konstrukci ovlivňující bezpečnost pasažéra

Bezpečnost sezení na automobilové sedačce se provádí a testuje podle ČSN ISO 10227 [37] a zejména podle mezinárodních norem a testovacích metodik (např. EuroNCAP, NHTSA, FMVSS, ANCAP), které posuzují kritéria interakce sedačky s

^(2.1) Oligomer (nízkomolekulární polymer složený z několika strukturních jednotek) je vhodný pro biomechanické aplikace (např. kompozitní výztuhy - aplikace pro sezení) [35].

člověkem ^(2.2), resp. testovací biomechanickou figurínou/analogický model člověka při nárazu. Kritéria pro návrh, zkoušení a posouzení bezpečnosti na autosedačce vyžadují znalosti o mechanické odezvě člověka či analogického modelu na náraz/ráz a vyhodnocování zádržných systémů na šířící se síly (úhel kotvení pásu) a počáteční pozice a orientaci (počátečních) budících sil s vozidlem (rychlost nárazu), vlivu soustavy sedadla a subjektu (člověk/model). Při experimentálním zkoušení se odezvy analogického modelu korelují s určitými anatomickými částmi člověka, na kterých se vyznačují identifikovatelné body a snímače. Při nárazu automobilu v rychlosti 50km/h se zvyšuje hmotnost člověka až 60 krát (tj. u člověka s hmotností 80 kg se zvýší okamžitá absolutní hmotnost na 4800 kg, tedy zvýšení o $\pm 6000\%$). Kinetická energie, která je rovna hmotnosti člověka přímo úměrně s kvadrátem rychlosti, musí být tlumena konstrukcí zádržného systému (bezpečnostními pásy), dále airbagem a zpětně přetransformovaná do sedačky. Hmotnost těla proto způsobuje při interakci výraznou deformaci nejen výplně komfortní vrstvy sedáku a opěraku, ale i celé konstrukce sedačky (vratnou či nevratnou). Podle organizace EuroNCAP (www.euroncap.com) dochází při předním nárazu v rychlosti 80 km/h k možnému posunutí konstrukce sedačky o 15 ± 3 cm v horizontálním směru během $0,260\pm 0,036$ s v závislosti na kinetické energii člověka. Zejména proto konstrukční materiály a geometrické uspořádání sedačky ovlivňují poranění lidských orgánů (především hlavy) a tím jejich náročné rehabilitace a nákladné léčby jak uvádí mj. Svensson a kol. [38]. Nejzávažnějším poraněním je podle lékařské terminologie *avulze plexu* neboli vytržení kořenových vláken z míchy k čemuž dochází při hyperextenzi hlavy (prudké ohýbání krčních obratlů). V případě nárazu automobilu k němu dochází při nárazu hlavy do hlavové opěrky sedačky ve velmi krátkém časovém intervalu (obr. 2.2.1). Tato problematika nebyla dosud optimálně vyřešena vzhledem k rozdílnosti lidského jedince, a tedy potřebě velmi rozsáhlých a dlouhodobých měření za účelem adaptability a schopností sedačky se přizpůsobit konkrétnímu jedinci. Určitým řešením jsou hyperflexní hlavové opěrky, které se dále vyvíjejí, neboť jejich využitelnost pro snížení poranění hlavy je pouze v případě zadního nárazu.



Obr. 2.2.1 Průběh hyperextenze hlavy při nárazu do hlavové opěrky autosedačky

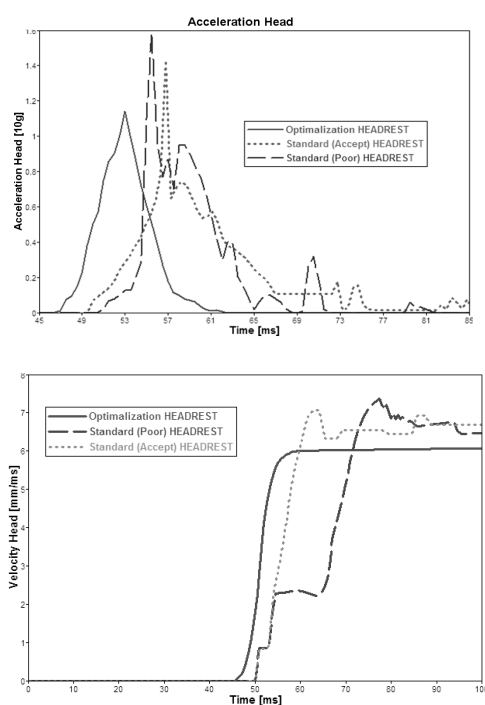
^(2.2) V současnosti se k posuzování bezpečnosti využívají také virtuální biomechanické figuríny v prostředí metody konečných prvků, které se vyvíjí pro optimalizace automobilových sedaček (příkladem lze uvést virtuální figurínu BIO-Rid, Hybrid III).

Studie řešení problematiky pomocí experimentu proto představuje výrazný technický problém vedoucí k zajištění náležité mechanické interakce model/sedačka (tj. budící signál, testovací plošina, analogický model člověka, monitorování odezvy sledované anatomické části např. hlavy, hrudníku, nohou). V roce 1997 vypracoval Henn [39] metodiku pro měření poranění pasažéra na sedačce s využitím analytických vztahů a modelových simulací, kde autor popisuje složitou problematiku bezpečnosti sezení, uvádí její aspekty a konstatuje, že nejvýznamnější při nárazech (přední, zadní, boční) je zpravidla poranění hlavy, která lze stanovit procentuálně pomocí kritéria HIC (Head Injury Criterion) podle vztahu (2.2.1).

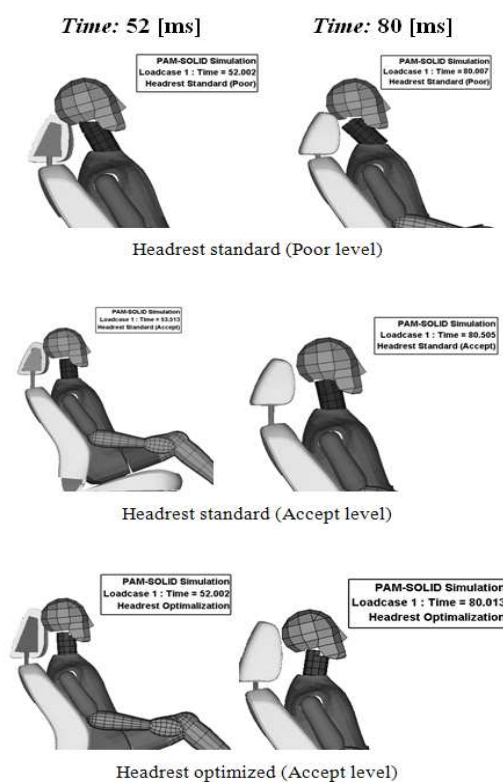
$$HIC = \left\{ \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a dt \right]^{2.5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}_{MAX} \quad \text{pro } t_2 - t_1 = \Delta t \leq 36ms, \quad (2.2.1)$$

kde $t_1|_{t \approx 56ms > 0}$ je počáteční čas měření, $t_2|_{t > t_1 \approx 56ms > 0}$ je konečný čas měření, a vyjadřuje zrychlení [$m \cdot s^{-2}$].

Pro studii problematiky poranění hlavy na automobilové sedačce byla vytvořena v roce 2010 modelová simulace zadního nárazu kompletní konstrukce autosedačky s virtuální biomechanickou figurínou (Hybrid III) v konečně prvkovém programu PAM CRASH (Petrů a Petřík [40]). Sedačka měla standardní a optimalizovanou konstrukci hlavové opěrky. Výsledky uvádějí, že optimalizovaná opěrka hlavy snížila kritérium HIC oproti vysunuté standardní opěrce přibližně o $15 \pm 1,7\%$ a při zasunuté až o $42 \pm 3\%$, což vychází z průběhu zrychlení hlavy při nárazu hlavy do hlavové opěrky (obr. 2.2.2).

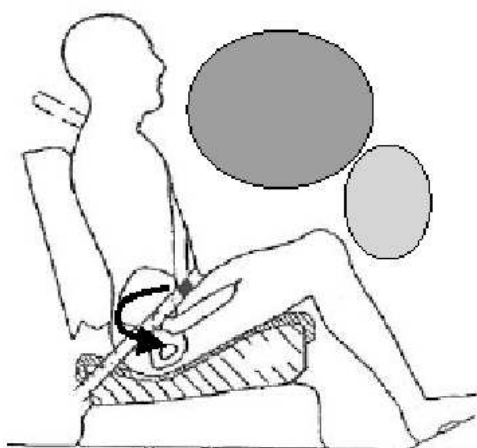


Obr. 2.2.2 Výsledky modelové simulace zadního nárazu: zrychlení hlavy při nárazu do opěrky (nahore), rychlost hlavy (dole)

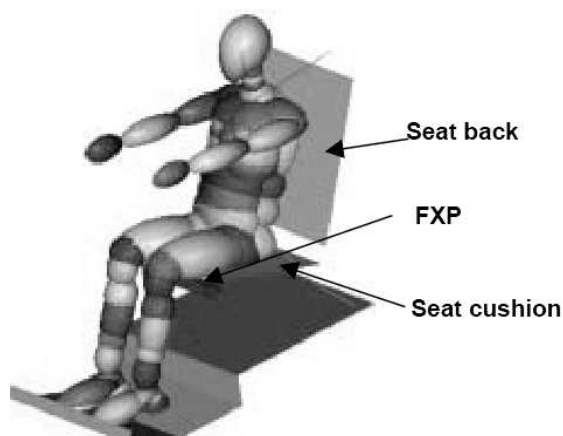


Obr. 2.2.3 Výsledky modelové simulace zadního nárazu: porovnání opěrek hlavy při nárazu hlavy

Podle simulace je to dáno tím, že nastavení opěrky hlavy má výrazný vliv na postupné zalomení krčních obratlů figuríny při zasunuté opěrci, zatímco při vysunutí opěrky se hlava o opěrku hlavy opře a nedojde k výraznému zalomení. Optimalizovaná opěrka by svou geometrií rozložila interakční ráz hlavy/opěrky ještě významněji. Dále lze konstatovat, že pro snížení poranění hlavy a krčních obratlů by se standardní opěrka hlavy měla vysunout do odpovídající výšky (vysunutí >40 mm) vzhledem k opěráku, který nebude skloněný pod úhlem víc jak $30^\circ \pm 5^\circ$. V optimální poloze by hlavová opěrka při nárazu měla být v limitní vzdálenosti od hlavy řidiče ($lim \rightarrow 0$) pro intenzivnější tlumení kinetické energie. Řešením problému by mohla být nejen úprava geometrie a anatomické uspořádání sedačky, ale zejména změna struktury výplňového materiálu, jenž nebude tolik závislý na rychlosti deformace $\varepsilon = \partial u / \partial t$ [17]. Za tímto účelem byl v roce 2011 zkonstruován testovací rám pro měření vzorků při nárazu a vypracována metodika měření. Testovány byly vzorky s odlišnými strukturami a měrnými hmotnostmi ρ (buněčná struktura PU pěny s $\rho = 50 \pm 0,16 \text{ kg.m}^{-3}$, vlákenná struktura s $\rho = 46 \pm 0,29 \text{ kg.m}^{-3}$). Experimentálně byl potvrzen rozdílný vliv struktury vzorků o tloušťce $50 \pm 0,11 \text{ mm}$ při rázu, přičemž vlákenná struktura vykazovala menší závislost na rychlosti deformace. Tento fyzikální jev bude patřičně vysvětlen a diskutován v kapitole 4 a 5. Studií pro řešení problému bezpečnosti sezení člověka na sedačce se zabývá v současné době mnoho vědců, mj. také Gupta a kol. [41], kteří studovali tzv. ponořování (submarine) člověka do výplně komfortní vrstvy sedáku a opěráku z PU pěny (obr. 2.2.4). Při předním nárazu se tělo pasažéra podsouvá pod bezpečnostní pás, který tlačí na pánevní kost, což vede ke zraněním břicha a páteře. Autoři navrhují jako řešení pro snížení rizika poranění konstrukční optimalizaci přední výztuhy sedáku tzv. front cross pressing (FXP). Ta absorbuje energii, tím, že se deformuje a část energie nárazu přenáší do bočních výztuh komfortní vrstvy sedačky. Navrhnuté řešení optimalizují pro co nejnížší deformaci FXP v programech LS-Dyna a MADYMO (obr. 2.2.5) postavených na bázi metody konečných prvků (MKP). Sedačka je zde nahrazena třemi tuhými rovinami s vlastnostmi danými příslušnými zatěžovacími křivkami. FXP je modelováno jako deformovatelné těleso z 990 plošných elementů. Pro optimalizaci je využit systém tzv. DOE - design of experiment, kde jsou hledány pomocí Taguchiho metody vzájemné vztahy jednotlivých parametrů a jejich vliv na výsledek a následnou optimalizaci.



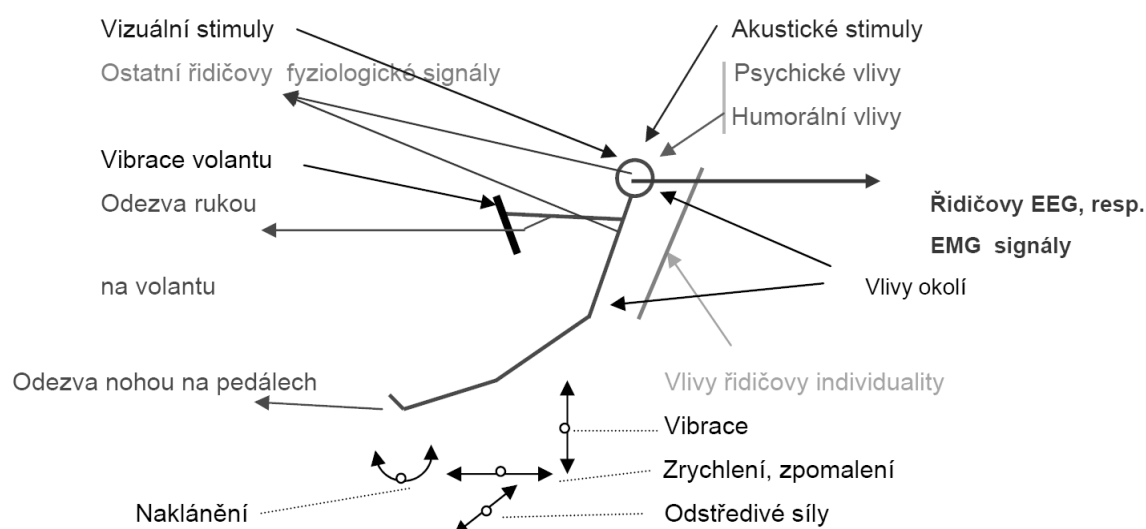
Obr. 2.2.4 Schéma ponořování pasažéra do sedačky
zdroj: převzato [41]



Obr. 2.2.5 Modelová simulace ponořování pasažéra do sedačky
zdroj: převzato [41]

2.2.2 Požadavky na konstrukci ovlivňující komfort sezení

Dalším požadavkem automobilové sedačky je zajistit odpovídající komfort sezení resp. kvalitu sezení na autosedačce. Pro podrobnější pochopení problému: Termín „kvalita sezení“ znamená nejen subjektivní pocit při sezení ovlivněný především anatomií člověka, ale je to také ergonomie spojená s prostorem, který je důležitý pro snadnou dostupnost ovládacích prvků ve voze, jak je rozsáhle popsáno v [4]. Souvisí to s úrovní bdělosti a pozornosti řidiče v průběhu řízení, která postupně klesá, i když ne monotónně, což intenzivně popisovali Novák a kol. [42]. Autoři uvádějí studii reakcí člověka sedícího na sedačce na aktuální vnímané stimuly (vizuální, psychické, mechanické, atd.), vedoucí ke snížení řidičovy pozornosti a k následnému poklesu rychlosti reakce při řízení (obr. 2.2.6). Tyto vnímané stimuly autoři popisují přibližným vyjádřením skalární veličiny tzv. míry pozornosti L_{AT} definované podle vztahu (2.2.2).



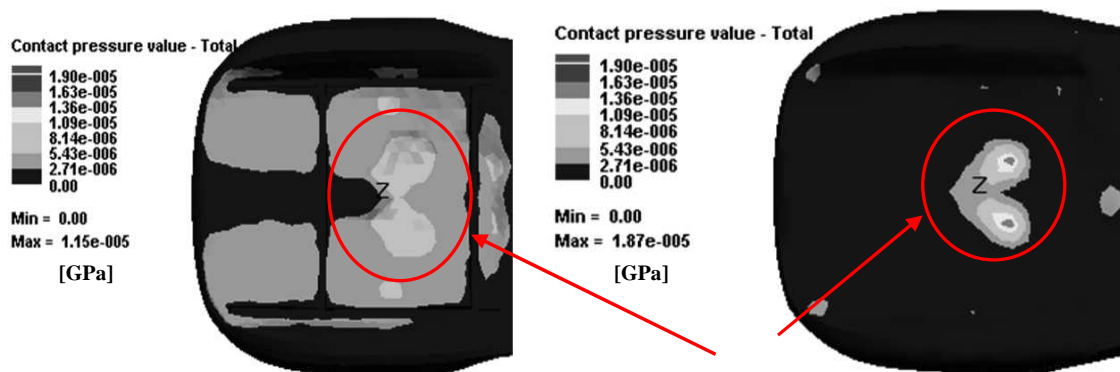
Obr. 2.2.6 Hlavní stimuly ovlivňující řidičovu pozornost a následné řízení
zdroj: převzato [42]

$$L_{AT} = P(RT^{-1}) \quad \text{kde } P \leq P_{corr} \in \langle 0,1 \rangle, \quad (2.2.2)$$

kde L_{AT} je míra pozornosti řidiče, $P(RT^{-1})$ je výraz vyjadřující pravděpodobnost rychlosti řídicích reakcí, přičemž platí $P \leq P_{corr}$, kde P_{corr} vymezuje míru správnosti.

Ve stabilní poloze se jedná především o kvalitu sezení na komfortní vrstvě při usednutí člověka/pasažéra. Hmotnost a stavba těla jedince ovlivňuje interakci těla a sedačky popsatelnou rozložením a velikostí kontaktního tlaku. Kontaktní tlak by se při sezení neměl zvětšovat, neboť by se to mohlo projevovat následnými vynucenými změnami polohy, které rozptylují pozornost řidiče. Projevem u zdravého jedince může být subjektivní nepříjemný pocit tzv. parestézie (brnění, mravenčení) nebo i výraznější bolest nejen spodních končetin, ale následně celého těla. Mezní hodnotu lze považovat za 32 mm Hg \sim 4,27 kPa (tj. hodnota arteriálního tlaku), která zamezí proudění krve v kapilárách, jak uvádí Scott [43]. Posuzovat hodnotu a rozložení kontaktního tlaku lze experimentálně např. pomocí měřicího zařízení XSensor, nebo využitím modelových simulací v prostředí MKP, jak uvádějí [5] a [6]. Pro studii velikosti a rozložení kontaktního tlaku se v roce 2009 zkonstruovalo zatěžující těleso tvaru koule o $\varnothing 30$ mm a bylo provedeno

experimentální měření vzorku z PU pěny o rozměrech $100 \times 100 \times 50 \pm 1 \text{ mm}$, přičemž vzorek byl cyklicky stlačován do 80% deformace pro získání hysterezní charakteristiky (Novák a Petrů [44]). Kompletní analýza distribuce kontaktního tlaku se stanovila modelovou simulací v prostředí MKP v programu PAM CRASH, která stanovila, že kontaktní tlak ve vzorku z PU pěny zatížený tvarem koule je rovnoměrně uspořádaný. To odpovídá homogennímu chování PU pěny jak popisují např. [16] a [17]. Na velikost a distribuci hodnoty kontaktního tlaku se dále výrazně podílí potahová textilie. Byla vytvořena modelová simulace výplně komfortní vrstvy sedáku z PU pěny [24] a provedeno posouzení a vyhodnocení rozložení kontaktního tlaku (obr. 2.2.7), na které byla usazena konstrukce virtuálního biomechanického modelu spodních končetin (spodní končetiny měly materiálové vlastnosti tkáně a pánevní kosti podle [45]). Potahová textilie zvýšila hodnotu kontaktního tlaku v řešené oblasti o $62 \pm 2\%$, což pravděpodobně způsobují svěrné účinky potahové textilie. Proto, aby příspěvek tlaku od potahové textilie byl co nejmenší, je nezbytné, aby při namáhání vykazoval vysokou tažnost při malém napětí, jak popisuje Stříž [46].



Obr. 2.2.7 Vliv potahu na rozložení a distribuci kontaktního tlaku: sedák bez potahové textilie (vlevo), sedák s potahovou textilií (vpravo)

Dále byla posuzována možnost využití sendvičové konstrukce v sedáku (vrstvení PU pěn s lokálně odlišnou objemovou hmotností) pro snížení rozložení distribuce kontaktního tlaku (Petrík a Petrů [47]). V porovnání se sedákem ze standardní jednodité PU pěny, která měla nejvyšší hodnotu kontaktního tlaku $11,0 \pm 0,5 \text{ kPa}$, zatímco sendvičová konstrukce měla hodnotu kontaktního tlaku $10,0 \pm 0,1 \text{ kPa}$, tedy v porovnání přibližně o 12% nižší. Tyto výsledky lze využít k navrhování konstrukcí anatomicky tvarovaných sedáků s lokalitami s odlišnou tuhostí, které by se lépe přizpůsobily tvaru lidského těla.

Nepříznivé vlivy, které souvisejí s kvalitou sezení během jízdy, jsou především vibrace šířící se od vozovky jednotlivými částmi konstrukce až na pasažéra, což rozsáhle popsali mj. [9], [10] a [13]. Mechanické vibrace šířící se sedačkou do lidského těla jsou do určité míry tlumené výškou výplně komfortní vrstvy sedáku. Problém však narůstá právě s výškou konstrukce sedačky, neboť v důsledku zvyšování bezpečnosti a stability automobilu, vedoucí ke snižování karoserie, je vyvíjen také na sedačku požadavek na snížení výšky její konstrukce. V současné době je to řešeno redukcí tloušťky výplně komfortní vrstvy sedáku. Mechanické a fyzikální vlastnosti výplně se však mění s geometrií a tloušťkou. Snížením tloušťky výplně komfortní vrstvy sedáku se sice docílí snížení hmotnosti i ceny, zástavby prostoru, ale zároveň se sníží celkové tlumení η , a naopak se zvyšuje celková tuhost K . Výsledkem bude zvýšení nepříznivých účinků

působících na člověka a tedy zhoršení kvality sezení. Při posuzování vlivu mechanických vibrací na řidiče/pasažéra lze vycházet z norem ČSN ISO 2631-1 [48] nebo ČSN ISO 5982 [49]. Tyto normy stanovují meze efektivních hodnot zrychlení v závislosti na časové interakci a frekvenci kmitání. Intenzita vibrací působících přímo na člověka způsobuje vynucenému kmitání jednotlivých částí lidského organismu (žaludek, srdce, obratle, atd.) vedoucí k zvyšování únavy a snížení pozornosti během jízdy či dokonce k vážným chronickým onemocněním pohybového aparátu, zejména těch, které zahrnují bederní páteř, jak uvádí Porter a Gyi [50]. Tyto poruchy mohou být zapříčiněny kombinací dlouhodobého působení vibrací na celé tělo, tzv. WBV (Whole body vibration) nebo ze špatného sezení jak uvádí Johanning [51]. Dlouhodobé expozici WBV se podrobně věnovali již v roce 1978 Mackie a Miler [52], kteří studovali intenzitu těchto vibrací na lidský organismus. Především periodické vibrace způsobující v lidském těle dynamické síly, které mohou v důsledku nelineárního pohybu vnitřních orgánů vyvolat akutní či trvalé poškození organismu. Lidské tělo jedince je nejcitlivější na vstupní impedance v rozsahu frekvence od 0,5 Hz do 12 Hz, vyšší frekvence již ovlivňují metabolické procesy i nervovou soustavu. Abychom byly schopni posuzovat nepříznivé kinematické buzení vstupující do systému člověk/sedačka používá se k popisu mechanické vibrace hodnota výsledného zrychlení a [m.s^{-2}] nebo hladina zrychlení L_a [dB] podle vztahu (2.2.3). Znalostí zrychlení lze zavést vstupní impedanci tj. veličinu popisující odezvu zrychlení a či rychlosti v na periodickou budící sílu $F(f)$ působící na dané frekvenci f podle vztahu (2.2.4). Pro určení velikosti vibrací šířících se ve všech směrech X, Y, Z se vychází z efektivní hodnoty vibrace podle vztahu (2.2.4) a (2.2.5), což je uvedeno v [48].

$$L_a = 10 \log_{10} \left(\frac{a^2}{a_w^2} \right) = 20 \log_{10} \left(\frac{a}{a_w} \right), \quad (2.2.3)$$

$$Z(f) = \frac{F(f)}{a(f)}, \text{ nebo } Z(f) = \frac{F(f)}{v(f)}, \quad (2.2.4)$$

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^t a_w^2(t) dt}, \quad (2.2.5)$$

$$VDV = \sqrt[4]{\frac{1}{T} \int_0^t a_w^4(t) dt}, \quad (2.2.6)$$

kde a_w je efektivní hodnota zrychlení, $Z(f)$ je vstupní mechanická impedance, která je obecně komplexní tj. má reálnou a imaginární část (k vyjádření se používá modul a fáze), $a(f)$, $v(f)$ je zrychlení, rychlost daná vstupní budící frekvencí f , RMS je efektivní hodnota rychlosti vibrací, VDV vyjadřuje hodnotu dávky vibrace.

Vzhledem k tomu, že WBV je neznámou hodnotou ovlivněnou konstrukcí sedačky a jedinečnou anatomii člověka, nelze uceleně brát zpracovaná data (zejména přenosové charakteristiky), neboť ani u stejného jedince při opakovaném měření se stejnými počátečními podmínkami nezískáme stejné výsledky [27]. Proto také vyhodnocená data jednoho typu konstrukce sedačky nelze uceleně brát pro všechny typy konstrukcí sedaček. Významně z nich lze, ale vycházet pro porovnání a optimalizaci studovaného typu konstrukce sedačky při zavedených stejných počátečních podmínkách jak uvádí Mabbott a kol.[53]. Pro ucelené kvalitativní porovnání efektivní hodnoty vibrací v různých anatomických místech lidského těla by bylo nutné měřit odezvu daného místa v hlavních

směrech lokálního souřadného systému X, Y, Z podle jednotkových vektorů i, j, k , což by se následně dalo vyjádřit vztahem (2.2.7).

$$normRMS_{ijk} = (rawRMS_{ijk} / floorRMS_{jk}) \times \overline{floorRMS_i}, \quad (2.2.7)$$

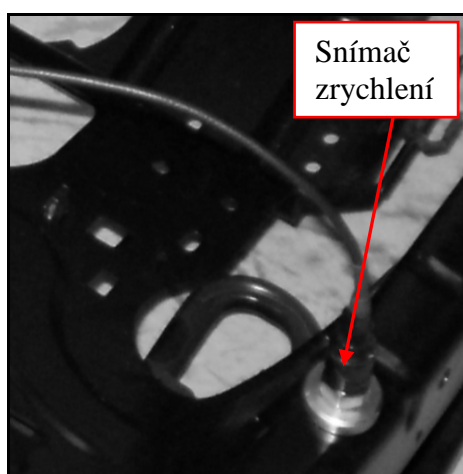
kde $normRMS_{ijk}$ vyjadřuje celkový příspěvek efektivní hodnoty rychlosti vibrací ve všech směrech (kde ijk vyjadřuje symboliku vycházející z Levi-Cevitova permutačního symbolu), $rawRMS_{ijk}$ jsou hrubá (nefiltrovaná data měření) hodnoty rychlosti vibrací, $floorRMS_{jk}$ je efektivní hodnota rychlosti vibrací (filtrovaná data měření), $\overline{floorRMS_i}$ je zprůměrovaná efektivní hodnota vibrací pro preferovaný směr vibrace (např. vertikální či horizontální směr).

Velikost mechanického rázu nestacionárnímu vozidlu, který prostřednictvím jeho jednotlivých částí vstupuje v podobě vstupní impedance do stacionární sedačky, závisí na typu vozovky, typu vozidla, rychlosti vozidla, naladění podvozku atd. Analýza mechanických vibrací proto hraje významnou roli při vyhodnocování a posuzování dynamických vlastností automobilových sedaček. Protože v současné době není normou definován testovací signál pro vyhodnocování vibrací v autosedačkách, postupuje se při dynamických i statických zkouškách podle vlastních metodik měření nebo použitím testovacích signálů, které používají jednotliví výrobci automobilů pro jejich v současnosti vyráběné sedačky, jak uvádí [6] a [12]. Při kmitání automobilové sedačky lze za rozhodující brát především vertikální kmity, jak je uvedeno v [49]. Pak by vztah (2.2.7) nemusel být rozhodující pro stanovení odezvy daného anatomického místa člověka, neboť by se dala vyhodnocovat jen vertikální složka. Vlastní frekvence lidského organismu (horní část trupu, rezonance obratlů, atd.) ve vertikálním směru kmitání jsou přibližně v rozsahu 4 – 8 Hz. Kupka [54] však ve své práci uvádí, že každá část těla a tkáň rezonuje s jinou frekvencí a lidské tělo snáší vodorovné kmitání (rovina kolmá k páteři) podstatně hůře. V horizontálním směru kmitání mají rezonační kmity hodnotu již okolo 1 – 3 Hz tj. ve frekvenčním potenciálu běžné lidské chůze. Proto je vhodné pro optimalizaci konstrukce sedačky sestavit takový experiment, který by se skládal z rámové konstrukce, která by umožňovala měřit jak vertikální kmitání, tak horizontální kmitání, popřípadě by se ještě natáčela do osy kolmé k rovině vertikálního a horizontálního kmitání a z toho následně vyjádřit celkovou vstupní impedanci (konstrukce se bude pohybovat ve vertikálním směru (osa Y) a zároveň bude umožněna rotace kolem osy Z a částečně i kolem horizontální osy X). Za tímto účelem byl navržen a zkonstruován rám pro dynamické měření viz kap. 7. Dokonalého naladění nelineární dynamické soustavy - sedadlo/pasažér, jenž je ovlivněné pseudonáhodnými jevy tj. charakterem vozovky, tuhostí a tlumením sedačky, použitými konstrukčními materiály a v neposlední řadě ovlivněné cenou prakticky nelze dosáhnout, jak uvádějí Pešík a Vančura [55]. Pro posouzení hodnoty efektivního zrychlení, která se šíří konstrukcí sedáku byl proveden v roce 2008 experiment (Petrů a Němeček [56]). Jednalo se o měření, kde do konstrukce rámu sedáku byl nerovnoměrně přiveden impuls v podobě úderu tyčí (úder do spodní boční části konstrukce). Na konstrukci sedáku byly umístěny dva snímače zrychlení (akcelerometry). Ty byly během jednotlivých měření (obr. 2.2.8) libovolně rozmístěny na konstrukci postupně ve všech částech (provedlo se 10 měření, přičemž se každé měření třikrát opakovalo). Výsledné hodnoty efektivních zrychlení měly nestejnou velikost (Tab. 2.2.1). Je to pravděpodobně ovlivněné geometrií a uspořádáním konstrukce rámu sedáku, která se rozdílně vyrábí pro jednotlivé typy sedaček. Bezpečnostní obvodové části měly nízké průměrné hodnoty zrychlení $0,08 - 0,18 \pm 0,03 \text{ m.s}^{-2}$ průměrně $\sim 0,14 \text{ m.s}^{-2}$

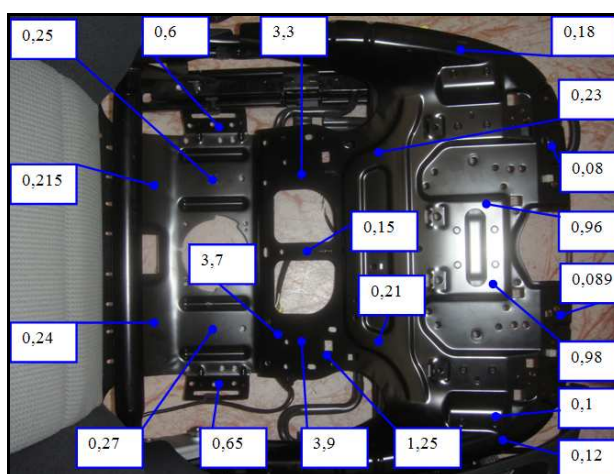
(hodnoceno ze 3 měření a 2 snímačů), zatím co střední nosná výztuha, pro uložení komfortní vrstvy měla hodnotu efektivního zrychlení $1,4 - 3,9 \pm 0,67 \text{ m.s}^{-2}$ průměrně $2,65 \pm 0,19 \text{ m.s}^{-2}$, což je přibližně 20x více. Pole rozmístění efektivního zrychlení na konstrukci rámu sedáku je na obr. 2.2.9. Zejména proto se nabízí řešení snížení hodnoty efektivního zrychlení šířící se v konstrukci rámu sedáku úpravou konstrukce tuhé střední části sedačky (profilová plechová vana) jejím nahrazením např. elastickým materiálem, jak je uvedeno mj. v [12].

Tab. 2.2.1 Výsledné hodnoty efektivního zrychlení v konstrukci rámu sedáku

Měření číslo	Snímač č.1		Snímač č.2	
	Maximální efektivní zrychlení [m.s ⁻²]	Průměrné efektivní zrychlení [m.s ⁻²]	Maximální efektivní zrychlení [m.s ⁻²]	Průměrné efektivní zrychlení [m.s ⁻²]
1	3,9	3,70	0,98	0,96
2	0,15	0,15	0,1	0,09
3	0,08	0,07	0,25	0,23
4	1,25	1,20	3,3	3,12
5	0,27	0,26	0,15	0,13
6	0,21	0,20	0,24	0,21
7	0,21	0,20	0,23	0,19
8	0,65	0,60	0,65	0,61
9	0,65	0,60	0,15	0,11
10	0,18	0,16	0,12	0,08



Obr. 2.2.8 Měření efektivního zrychlení na konstrukci rámu sedáku



Obr. 2.2.9 Pole rozmístění maximálního efektivního zrychlení na konstrukci rámu sedáku

2.2.3 Další požadavky ovlivňující konstrukci sedačky

Z hlediska kvality sezení je dále nutné, aby použité materiály v sedačce zajistili odpovídající tepelný komfort. Na ten může být pohlíženo např. z hlediska transportních vlastností tekutin tj. přenosu kapaliny či vodní páry mezi lidským tělem a komfortní vrstvou sedačky. Nízký stupeň transportu významně ovlivní tendenci ke kondenzaci vodních par, zvýšenému pocení, zvyšování vlhkosti uvnitř materiálu apod. Důsledkem je nejen nepříjemný pocit, ale možnost srážení vlhkosti na sklech automobilu a jejich mlžení, což může zvýšit riziko nehody. Další transportní vlastností je tepelná vodivost důležitá pro pocit chladu či tepla na sedačce. S tím dále propojená prodyšnost, která souvisí s odvodem par od lidského těla, tj. souvisí s výměnou vzduchu, odvodem kondenzátu apod. Významně vlastnosti celé sedačky ovlivňuje také chemická stavba použitého materiálu, která ovlivňuje nejen životnost, ale především mechanicko-fyzikální vlastnosti (tažnost, stlačitelnost, relaxaci). S těmito vlastnostmi souvisí struktura použitých materiálů (anizotropie vlastností). Ta ovlivňuje celou řadu vlastností jako odolnost materiálu vůči stárnutí. V případě na světle exponovaných materiálů je to především odolnost vůči působení světla a UV záření, dále odolnost nízkým či vysokým teplotám při zatížení, odolnost vůči oxidaci vzdušným kyslíkem, hořlavost a případné uvolňování toxických sloučenin. Chemická podstata materiálu dále ovlivňuje barvicí schopnost materiálu a rozhoduje i o možných postupech barvení. Z chemického hlediska lze hodnotit také vliv povrchových úprav, jako jsou různé preparace či finální úpravy, což ovlivňuje povrchové vlastnosti materiálu, apod. V neposlední řadě se jedná o potřebnou odolnost proti stárnutí (oxidace, vysoké teploty), odolnost proti záření (především UV), hoření, vliv povrchových úprav (drážkování, děrování výplně komfortní vrstvy a potahové textilie) a jiné.

2.3 Konstrukce a provedení v současnosti vyráběných automobilových sedaček

Současná konstrukce autosedačky se skládá v podstatě ze tří částí a to:

I. konstrukce rámu sedáku a opěráku, II. komfortní vrstvy sedáku, opěráku, hlavové opěrky, III. doplňkové části jako jsou plastové krytky, ozubené převody, pojezdy atd.

I. Konstrukce rámu sedáku a opěráku je tvořena z tvarovaných profilových částí (vylisované plechy, hraněné profily, trubkové díly, atd.) s **pasivní** plechovou, pružinovou, drátovou či elasticou výztuhou pro uložení komfortní vrstvy. Součástí konstrukce rámu je také kotevní a polohovací zařízení, dále zde mohou být umístěny bezpečnostní prvky, např. airbagy, klimatizace.

II. Komfortní vrstvy jsou tvořené textilním potahem a výplňovými materiály tj. tvarovanou výplní, pro kterou se používá nejčastěji PU pěna. Problematická je její hmotnost a již uváděná energetická náročnost. Velkým problémem však do budoucna je také její **recyklovatelnost** ^(2.3), která je ovlivněna nutností zpracovávat jen čistý polyuretan bez dalších příměsí (kov, textil, plast), které se do výplně přidávají, jak uvádí mj. Caudron [57]. PU pěny se v jedné sedačce podílí průměrně $31 \pm 12\%$ na hmotnosti celkové konstrukce sedačky (hodnota je velmi variabilní). Jestliže se bude vycházet z údajů automobilové federace SAE ^(2.4) lze za průměrnou hodnotu kompletní konstrukce sedačky brát hodnotu přibližně 21 ± 5 kg. Tedy v odpovídajícím ročním objemu vyrobených automobilů to odpovídá přibližně 26 040 tun PU pěny v sedačkách/1 mil aut. Tento globální problém s recyklací PU pěny není dosud vyřešen.



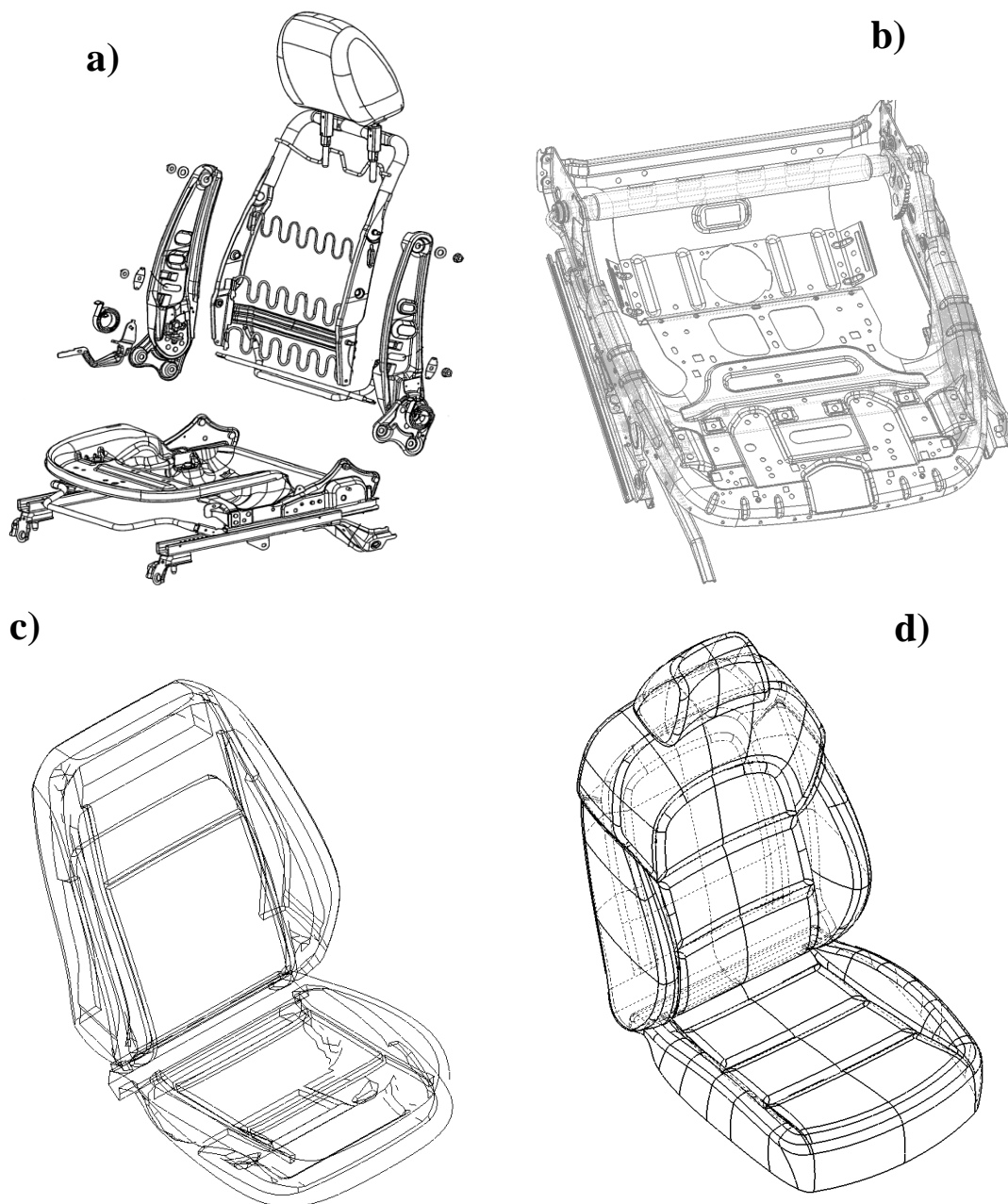
Obr. 2.3.1 Problematická recyklace výplně komfortní vrstvy z PU pěny
Zdroj: převzato [57]

III. Sedačka může být dále doplněna o další části a systémy, např. klimatizaci (vyhřívání a chlazení), masážní systémy, komfortní (změna tuhosti a vedení sedačky), systémem hlavových opěrek s funkcí drive či potahem s funkcí např. human humidity.

^(2.3) Možné postupy recyklace PU pěny jsou např. prostřednictvím chemických, termických procesů, procesem deponace, či denzifikace. Však tyto procesy umožňují recyklaci pouze čistého polyuretanu, proto je důležité zmínit, že nelze dobře recyklovat PU pěny s příměsí jiných materiálů (kovů, plastů, vláken) tj. tvořící polyuretanovou kompozitní matici.

^(2.4) SAE (společnost automobilových inženýrů) 400 Commonwealth Drive, Warrendale, Pennsylvania 15096, USA.

Konstrukční provedení autosedačky s charakteristickými částmi ovlivňující parametry bezpečnosti a komfortu sezení je znázorněno na obr. 2.3.2.

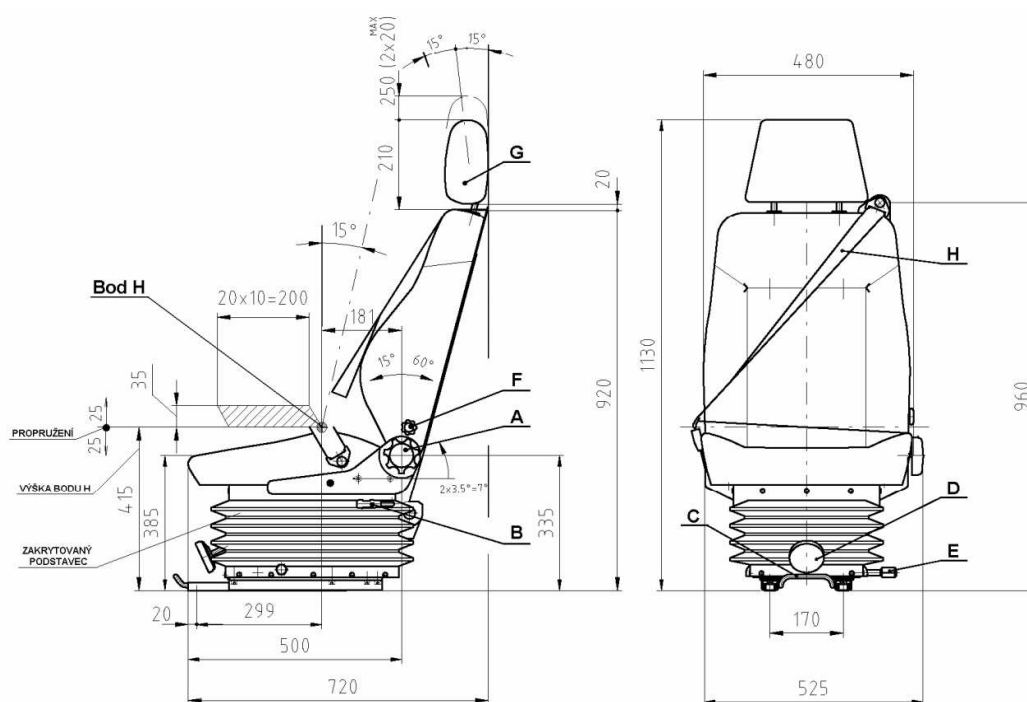


Obr. 2.3.2 Konstrukční provedení v současnosti vyráběné automobilové sedačky:

a) konstrukce rámu sedáku a opěráku, b) konstrukce sedáku, c) komfortní výplň sedáku a opěráku z PU pěny, d) potahová textilie

Primární vibroizolace automobilu, tj. odpružení podvozku vozidla, v některých případech neodpovídá subjektivnímu pocitu optimálního komfortu sezení, a proto se nabízí zejména řidiče chránit použitím kvalitně odpruženého a anatomicky řešeného sedadla. Řešením by bylo, že příslušné vibroizolační vlastnosti musejí být regulovatelné a přizpůsobitelné jízdním vlastnostem vozidla i pracovním podmínkám řidičů a jejich tělesné hmotnosti. Konstrukce a uspořádání autosedačky (výškové, geometrické) je závislé na konstrukčním umístění R-bodu a H-bodu (skutečný úhel trupu a konstrukční úhel trupu).

Výška bodu H je měřena podle testovací metodiky EHK 17 [58]. Relativní polohy R-bodu a H-bodu tedy vztah mezi konstrukčním úhlem trupu a skutečným úhlem trupu jsou pokládány za vyhovující pro příslušné místo k sezení, pokud H-bod definovaný trojrozměrnými souřadnicemi leží uvnitř čtverce o straně 50 mm, přičemž odchylky mezi H-bodem a R-bodem nepřesahují 5° [58]. Při posuzování se používají měřicí zařízení, např. 3DH (konstrukce hybného mechanismu) podle normy ISO 6549 [59], jenž se pomocí dvojité vodováhy orientuje v prostoru. Závaží tělových prvků se umísťují do příslušného těžiště, aby se zajistilo zatížení sedadla ekvivalentní hmotností 76 kg/muž (Pozn. žena se podle [58] nestanovuje, přičemž její fyziologické parametry jsou výrazně rozdílné). Při měření je sedadlo i bederní opěrák nastaven v zadní poloze. Skutečný úhel trupu je stanoven u automobilových sedaček pro osobní vozidla na $25-30^\circ$, z čehož je důležité vycházet i pro usazování virtuálních figurín při modelových optimalizačních testech. To neplatí však pro všechny automobilové sedačky, neboť pro užitková vozidla může být skutečný úhel trupu stanoven na 15° jak znázorňuje obr. 2.3.3.



Obr. 2.3.3 Stanovení H-bodu na konstrukci automobilové sedačky pro užitková vozidla
Zdroj: převzato [60]

2.4 Shrnutí současného stavu řešení problematiky

Rozbor současného stavu umožnil shrnout nejvýznamnější problémy konstrukce současné automobilové sedačky do následujících bodů:

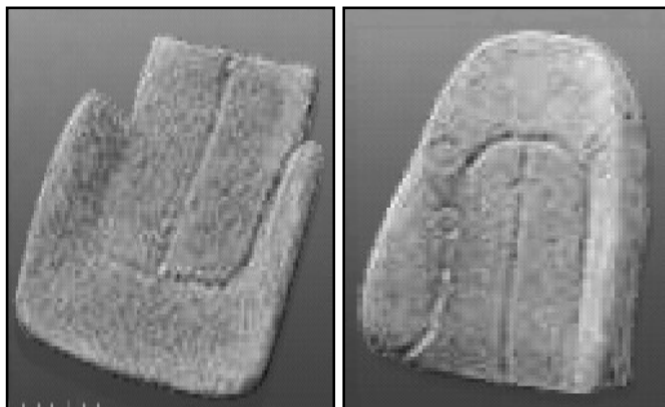
- Nesnadná recyklace PU pěny ve výplních komfortní vrstvy a potahové textilie jako materiálu, který nelze dokonale separovat díky příměsím či pevnému spojení s dalšími materiály. Recyklovatelnost a použití materiálů z 85% recyklovaných je přitom vyžadována směrnicí 2000/53/ES, která začne platit 1. ledna 2015.
- Potřeba redukce hmotnosti jednotlivých konstrukčních částí vedoucí nejen ke snížení množství emisí, ale zároveň k zvyšování účinnosti automobilu a také ke zvyšování ekologických parametrů.
- Bezpečnost sezení na automobilové sedačce je nedořešená problematika zejména poranění hlavy při nárazu. Problematika vhodného anatomického uspořádání konstrukce sedačky a také nalezení materiálu, jehož mechanické vlastnosti by nebyly významně závislé na rychlosti deformace.
- Zajištění odpovídajícího komfortu sezení, kde se jedná zejména o problematiku rozložení kontaktního tlaku, odpovídající prodyšnost, požadavky na ergonomii, subjektivní pocit řidiče/pasažéra.
- Účinná vibroizolace konstrukčního řešení sedáku. Jedná se o pasivní stacionární člen, prostřednictvím kterého se přenáší mechanické vibrace, jejichž tlumení je do značné míry ovlivněno tloušťkou výplně komfortní vrstvy sedáku.

Zejména proto je největším cílem vývoje automobilových sedaček nalézt optimální řešení např. změnou konstrukce sedačky s doplněním či náhradou stávající výplně komfortní vrstvy z polyuretanové pěny jiným **nepolyuretanovým materiálem**. Z uvedeného dále vyplývá, že pouhá aplikace nízkoenergetických alternativních materiálů pro komfortní výplně nemůže vyřešit problém vibroizolačních vlastností sedačky bez dalšího zásahu do konstrukce sedačky. Proto je výhodné zajistit odpovídající kvalitu sezení regulovatelným doplňkovým **pružícím a tlumícím mechanismem sedačky** např. prostřednictvím aktivně regulovatelné výztuhy rámu sedáku. Řešení a optimalizace uvedených vlivů ovlivňující požadavky na konstrukci sedačky jsou komplexní a rozdílné. Proto disertační práce je omezena na řešení návrhu a realizaci konstrukce funkčního modelu **autosedačky s nepolyuretanovým materiálem v propojení s aktivně regulovatelnou výztuhou rámu sedáku** pro zajištění stejných nebo lepších vybraných parametrů komfortu sezení v porovnání s typem konstrukce sedačky v současnosti vyráběné. Přičemž je v práci studován a posuzován i vliv vybraného nepolyuretanového materiálu v porovnání s PU pěnou na bezpečnost a kvalitu sezení.

2.5 Rešerše ve vztahu k navrhnutému řešení problematiky

Již v minulosti byly v automobilových sedačkách využívány vinuté pružiny, které byly koncem 70. let vytlačeny PU pěnou a v současné době se znovu uvažuje o jejich používání. Ojedinelé nebyly ani aplikace výplňových materiálů podušek komfortní vrstvy ze zplstnatělých srstí, koňských žíní až po výplně ze sena a slámy, přičemž v této oblasti nedošlo k významnému vývoji. Vlákenná kompozitní struktura využívaná v sedačkách v nedávné době, tzv. gumožíně (kombinace elastických vláken živočišného či rostlinného původu s pojivem), byly vzhledem k

výrobní ceně potlačeny, aby se po jisté době začaly do sedaček opět vracet. Jejich charakteristické vlastnosti jsou zejména ve zlepšení komfortu sezení, především vzhledem k vyšší prodyšnosti, jsou recyklované, a dále recyklovatelné a mohou mít zpravidla nižší měrnou hmotnost. Je to dáno tím, že struktura vlákenného uspořádání je sice rozmanitá, ale velmi tvárná, a proto vhodnou vlákennou strukturou v propojení s odpovídajícími pojivy a stabilizátory můžeme docílit nejen

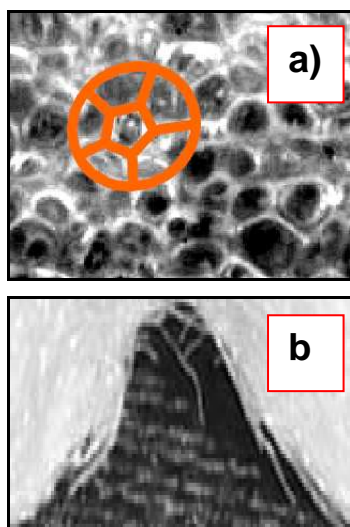


gumožíně uvedených předností, ale zejména žádaných mechanických vlastností a parametrů v porovnání s PU pěnou.

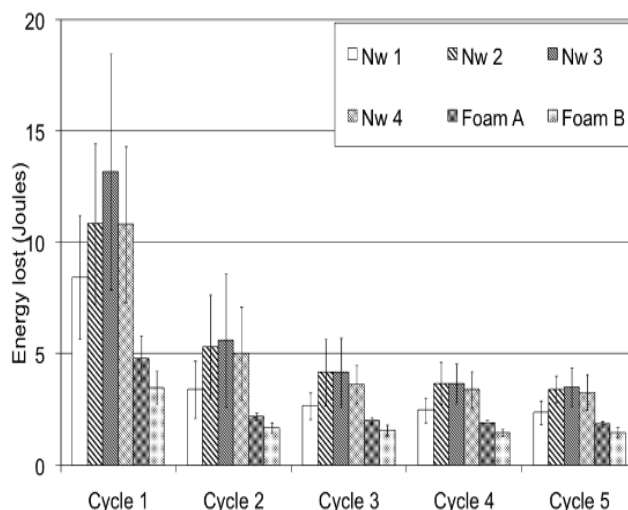
Obr. 2.5.1 Konstrukce komfortní výplně sedáku (vlevo) a opěráku (vpravo) s vlákenných

Z řady prací a publikací, bylo vybráno několik, které jsou zajímavé jejich přístupem při řešení problematiky, tedy kteří se zabývají mj. studiem náhrady polyuretanové pěny, redukcí hmotnosti, zlepšení vibroizolačních vlastností sedačky a využívají i modelové simulace. Je uveden stručný výtah z příspěvku s výtěm přínosů.

• **Autoři [61] Dupuis, R.L.; Njeugna, N.; Adolphe, D. C.; Schacher, L.; Aubry, E.; Schaffhauser, J.; Strehle, P.** se zabývají porovnáním vlastností 3D netkaných textilií (3D NT) a PU pěny používané v automobilovém průmyslu. Detailně jsou popsány mikroskopické a makroskopické rozbor morfolgie struktury (obr. 2.5.2) a metody pro testování fyzikálních a kompresních vlastností. Vzorky byly stlačovány v 5 cyklech. Dupuis a kol., dále uvádí, že podnětem výzkumu jsou požadavky směrnice [29]. Zkoumaným materiálem byly čtyři skládané textilie s různými mechanickými vlastnostmi v porovnání s dvěma vzorky PU pěny. Popisovaná textilie by měla nahradit velkou část výplně komfortní vrstvy, která je umístěna pod potahovou textilií sedaček, se kterou je spojena plamennou laminací. Dále autoři uvádějí, že získané analýzy použitých vzorků chtějí využít pro budoucí modelové simulace mechanických vlastností v prostředí MKP. Pro modelování PU pěny autoři vycházejí z rozsáhlých studií mj. podle [15]. Předpokládané modelování 3D NT autoři neuvádějí. Výsledky experimentů ukázaly zvýšenou disipaci energie u všech vzorků 3D NT v porovnání s PU pěnou (obr. 2.5.3). Výsledky popisují schopnost reorganizace vlákenné struktury při stlačení, což vede k průběhu zatěžovací křivky obdobné PU pěně.

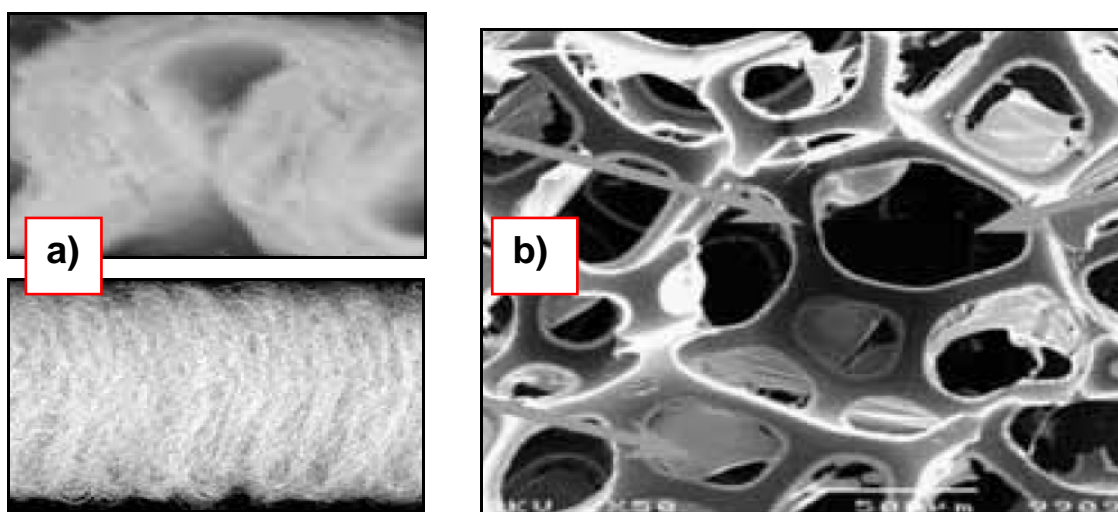


Obr. 2.5.2 Porovnání struktur: a) PU pěna, b) 3D netkaná textilie

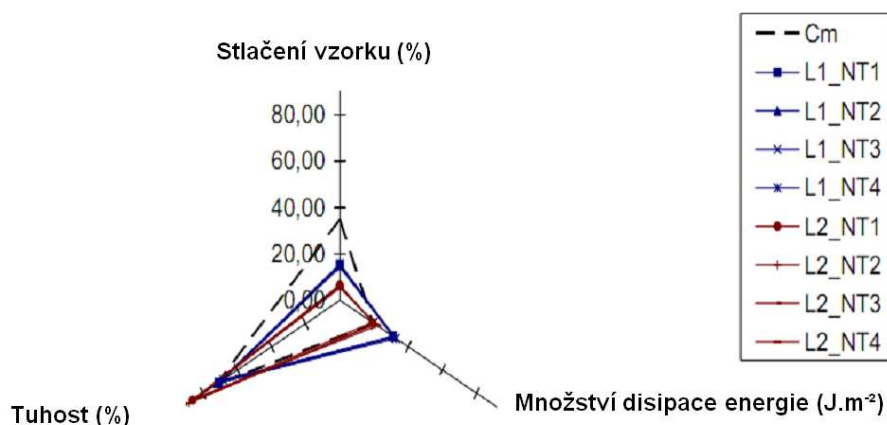


Obr. 2.5.3 Disipace energie vzorků porovnávaných struktur v průběhu stlačování

• **Autoři [62] Njeugna, N.; Schacher, L.; Adolphe, C.D.; Schaffhauser J.; Strehle, P.** uvádí rozsáhlou studii zabývající se porovnáním a možnou náhradou PU pěny (CM) v automobilu (mj. v sedačkách, dveřích, palubní desce), kde se odkazují na požadavky směrnice [29]. Jejich práce vychází z projektu konkurenceschopnosti francouzských vozidel s názvem „vozidlo budoucnosti“. Autoři přicházejí z možností řešení problematiky pomocí tzv. mono materiálu neboli vláknenné recyklované struktury z 3D NT, jenž splňuje ekologické a energetické požadavky a zároveň se jedná o lehký, tvárný, prodyšný a levný materiál. Byly provedeny měření vzorků na kritické zatížení podle normy ISO 1856:2000 – zkoušení tlakem. Autoři dosáhli konstrukcí vertikálně orientovaných vláken zlepšení mechanických vlastností při stlačení, přičemž konstatují, že jiná orientace použitých strukturních vláken měla nižší pevnost při stlačení. Výrobní technologii uvádějí mj. Struto a Santex [63]. Výsledky popisují, že vzorky 3D NT dosáhli procentuálně stejné či zvýšené disipace energie jako PU pěna, ale již při nižších hodnotách stlačení ~ 20% deformace, tedy mají výrazné tlumící vlastnosti.

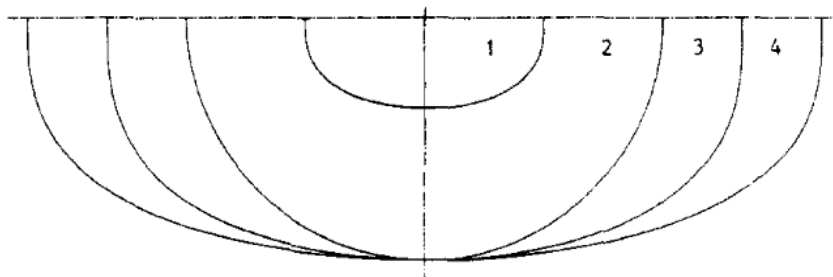


Obr. 2.5.4 Testované struktury: a) 3D netkaná textilie, b) PU pěna



Obr. 2.5.5 Porovnání tuhosti a disipace energie vzorků testovaných struktur při stlačení

• **Autoři [64] Hanel, S.E.; Dartman, T.; Shishoo, R.** příspěvku popisují tvarované zatěžovací těleso pro stanovení mechanických vlastností materiálových struktur do sedaček, matrací, postelí a podobných výrobků. Dále je uvedeno, že tvrdost sedadla nebo lůžka, častěji označovaná jako měkkost, je důležitým faktorem pro posouzení kvality sezení, pro kterou vyvinuli novou zkušební metodu, včetně zkušebních těles, která poskytuje více informací nejen o mechanických vlastnostech, ale také tepelném komfortu sedaček, přičemž výsledky této metody korelují se subjektivním hodnocením celkového pohodlí. Zkušební těleso (obr. 2.5.6) je na povrchu vybaveno čidly tlaku, popř. tepelných vlastností, pomocí kterých lze stanovit velikost a rozložení kontaktního tlaku mezi zkušebním tělesem a podložkou, popř. tepelný tok.

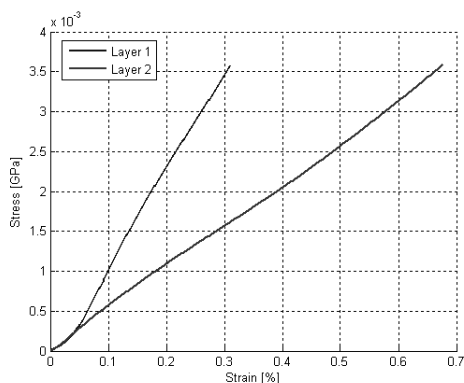


Obr. 2.5.6 Zátěžové těleso (tvarovka) pro studii a posouzení kvality sezení

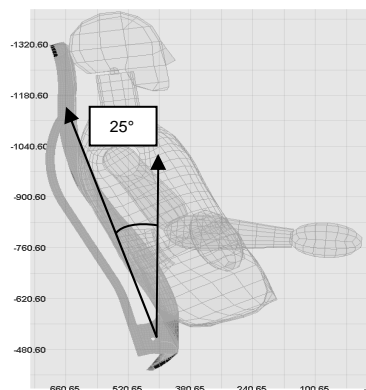
Kontaktní tlak se určí, jako rozdíl tlaku mezi dvěma čidly. Důvodem vývoje metody byla nevhodnost metody stávající. Ta určovala pevnost materiálu jako deformaci resp. stlačitelnost v závislosti na zatížení plochým kruhovým tělesem, jenž je popsáno normou ISO 3386/1:1979. Původní metodu autoři kritizují ze dvou důvodů. Při měření se namísto kontaktního tlaku stanovuje stlačitelnost, která je spíše údajem únosnosti. Dále byl kritizován fakt, že při stlačování tělesa kruhovou deskou dochází k nepředvídatelným rozkladům sil na povrchu materiálu (okraje tělesa) a jakýkoliv výpočet kontaktního tlaku pozbývá smyslu. V příspěvku je popsána také geometrie a rozměry nového zátěžového tělesa. V experimentu bylo porovnáno pět různých materiálových struktur, mezi kterými byly také vlákenné struktury. Autoři uvádějí, že bylo zjištěno, že struktury vykazují výrazný rozdíl v tvrdosti a v kontaktním tlaku jejich metodou oproti metodě dané normou ISO 3386/1:1979. Bylo ukázáno, že při určitém stupni komprese je teplo nebo vlhkost transportováno především povrchovou vrstvou ze struktury. Autoři popisují tuto metodiku

včetně výpočtu pevnosti a tuhosti. Dále lze určit měkkost, pevnost a tepelné vlastnosti, popř. transport vlhkosti materiálových viskoelastických struktur. Stanovení transportních vlastností materiálů při stlačení není dosud normami ošetřeno, přičemž význam z hlediska komfortu je značný.

- **Autoři [65] Fliegel, V.; Petřík, J.; Martonka, R.; Novák, O.; Petrů, M.** výzkumné práce, která probíhala v letech 2008 – 2009 řešili mechanické vlastnosti elastické výztuhy (textilní pletenina). Ta by se mohla použít jako nosná výztuha opěráku/sedáku pro koncept lehkého a úsporného vozidla. Cílem bylo výrazně odlehčit konstrukci sedadla. Za tímto účelem byla provedena měření vzorků textilie o rozměrech $1.77 \times 55 \times 100 \pm 0,15 \text{ mm}$ a to prostřednictvím tahové zkoušky pro 5 cyklů v podélném a příčném směru, tahové zkoušky do přetržení a dlouhodobé únavové zkoušky. Získané mechanické vlastnosti byly použity pro definování materiálových vlastností modelové simulace zadního nárazu při vstupním signálu podle EuroNCAP (metodika Whiplash). Byl vytvořen model konstrukce rámu opěráku s lineárními vlastnostmi konstrukce a nelineárními vlastnostmi potahu z pleteniny, který byl souřadnicově umístěn do H-bodu s virtuální figurínou Hybrid III. Simulace byla provedena v MKP programu PAM CRASH. Výsledky provedených experimentů (měření a modelové simulace) lze shrnout v konstatování, že aplikace testované textilie jako alternativy nosné výztuhy je reálná, ale je nutno nalézt vhodnější potahový materiál z důvodu špatného zotavení a příliš velkých trvalých deformací při tahovém namáhání. Při modelové simulaci zadního nárazu se projevila kritická místa napětí v oblastech maximálního předepnutí potahu v rámové konstrukci sedačky. Fliegel a kol. uvádí, že tento směr vývoje automobilových sedaček je správný, je však třeba nalézt materiál s vhodnějšími mechanickými vlastnostmi (např. použití kompozitní viskoelastické textilie) a také změnit způsob jeho upevnění k rámu.



Obr. 2.5.7 Nelineární mechanické vlastnosti vzorku testované pleteniny v podélném a příčném směru



Obr. 2.5.8 Modelová simulace: usazení virtuální figuríny

- **Firma Renault [66]** představila v roce 2009 vývojový funkční prototyp automobilu tvořeného z 95% z recyklovaných materiálů tzv. „The new vehicel - which is made from 95-percent recycled material“, tedy splňující směrnici [29]. V řešení kvality sezení postupovali vývojáři ze znalosti materiálových parametrů a experimentů, které byly zapracovány do konstrukce sedadla řidiče (obr. 2.5.9) a měřeny na prototypch. Každá část sedadla je upravována v laboratořích pro získání optimální komfortní pozice s malým úsilím. Prostřednictvím experimentů s jedinci s různými typy postav bylo možno sestavit inovativní konfigurace sedačky. Průzkumy chování reálných zákazníků a jejich odpovědi byly následně analyzovány a využity pro tvorbu ergonomické databáze. Pro optimalizace

byly použity modelové simulace v MKP s pomocí virtuálních figurín, které byly vyvíjeny na základě antropometrických údajů a jsou schopny simulovat velmi široký rozsah druhů lidských postav pomocí tzv. PC-Reflex systému. Pomocí PC-Reflex systému je zajištěno snadné dosažení všech prvků automobilu, nastupování i usednutí. Tyto informace jsou snímány z testovaných osob, které se opatří na důležitých místech malými odraznými body. Body jsou snímány kamerovým systémem a pak jsou aplikovány na figuríny. Tímto postupem je možné vytvořit databázi velmi realistických pohybů těla, které umožňují simulaci gest a pohybů těla v jakémkoliv interiéru automobilu. Pomocí systému Tekscan, který se skládá ze snímací podložky, která obsahuje více než 4000 snímačů, byl snímán kontaktní tlak. Systém mapuje tlakové body na sedadle a upozorňuje na možná rizika nepohodlí. Vstupem pro polohu figuríny pro zatížení sedačky jsou data získaná z měření, ale také ze simulace, provedené přímo s CAD daty. Tento postup je vhodný především při navrhování optimálních řešení v souladu s požadavky kladenými na automobil.



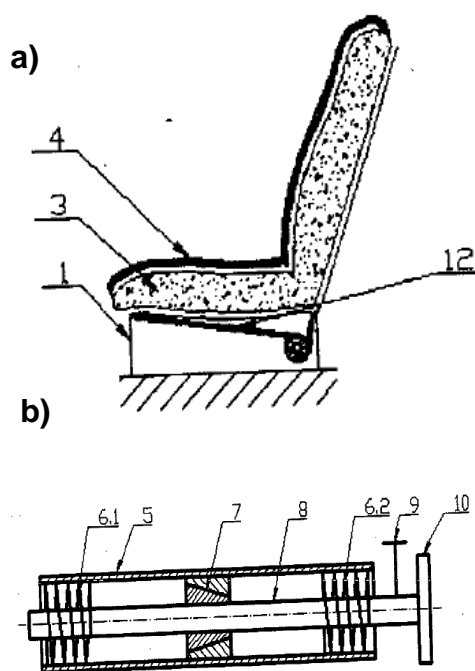
Obr. 2.5.9 Realizace prototypu konstrukce sedaček v interiéru automobilu

- **Autoři [67] Metkar, R.M.; Sharma, P.; Sohoni, N.; Dawoo, K.; Mahalle, N.** popisují funkční model konstrukce bezpečnostního mechanismu autosedačky (obr. 2.5.10) s určitými ergonomickými změnami ve snížení volného místa v automobilu pro zajištění bezpečnosti řidiče/pasažéra v těch autech, kde není možno použít airbag z důvodu zvýšení nákladů (Pozn. V Asii se jedná o milióny automobilů). Autoři uvádějí, že mechanismus byl navržen tak, aby neměl žádný negativní vliv na pasažéry na zadních sedadlech ani na samotného řidiče. Splnění těchto podmínek bylo dosaženo tím, že se sedadlo lineárně pohybuje směrem vzad. Sedadlo lze sklopit o téměř 30°, což značně omezí setrvačné síly lidského těla. Ovládací systém obsahuje sedadlo řidiče s bezpečnostním tlumičem. Autoři uvádějí výhody řešení v ekonomickém dopadu, kde pás, dvojčinné válce, solenoidový ventil, čidla, zásobníky a kompletní navržený mechanismus vychází podstatně levněji než jiné postupy. Tento systém může být použit jako alternativa k dalším nákladným technologiím, jako jsou airbagy. Mechanismus lze použít opakovaně na rozdíl od airbagů, které se po inicializaci musejí vyměnit. Navržená konstrukce je vhodná především pro nízkorozpočtové vozy, které nemají jiný bezpečnostní mechanismus. Konstrukce mechanismu bezpečnostní autosedačky je snadno vyrobitelná, protože jsou všechny použité díly jednoduché, snadno smontovatelné a vyrobitelné. Autoři celkově shrnují, že je sedačka bezpečnější než běžně používané typy sedaček, zamezuje poranění hlavy, protože se tělo oddálí od volantu. Vzduch v tlumiči poskytuje tlumicí efekt, který je nastavitelný pomocí ventilu na dvojčinných válcích.

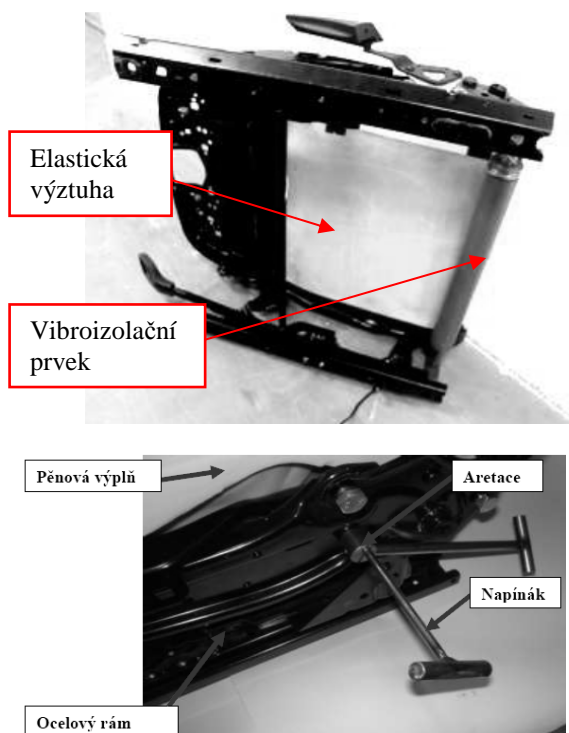


Obr. 2.5.10 Funkční model konstrukce řízeného bezpečnostního mechanismu sedačky

• **Autoři [68] Fliegel, V.; Martonka, R.** užitého vzoru popisují návrh možného řešení konstrukce sedačky, zejména automobilové. Uvádějí, že plechová výztuha sedáku je tuhá a přenáší mechanické vibrace do výplně komfortní vrstvy sedáku z PU pěny. Výplň z PU pěny tyto vibrace dostatečně tlumí, ale jen při odpovídající tloušťce, přičemž při snížení tloušťky výplně PU pěny přestává vibroizolační vlastnosti plnit. Autoři přicházejí z možností zlepšení vibroizolačních vlastností sedačky prostřednictvím nahrazení plechové vany elastickou výztuhou (příkladem je uvedena mj. pletenina, tkanina, vrstvená textilie o tloušťce 2 – 5 mm), která transformuje vertikální vibrace na rotační pohyb řízeného vibroizolačního prvku. Řízený vibroizolační prvek se skládá z vnějšího tubusu trubkovitého tvaru, uvnitř prochází řídící hřídel, na kterém je u jeho konců uvnitř tubusu uložena, alespoň jedna torzní pružina a mezi nimi je uložen frikční tlumič (obr. 2.5.11). Konce tubusu s řídícím hřídelem jsou otočně uloženy ke konstrukci sedáku, přičemž jeden konec je vyústěn vně konstrukce sedáku a k němu je připojen aretační člen tzv. napínák. Aretačním členem se regulují torzní pružiny a frikční tlumič pro odpovídající komfort sezení. Realizace funkčního modelu, který je znázorněn na obr. 2.5.12, byla uvedena v [12].



Obr. 2.5.11 Schéma konstrukce vibroizolačního prvku: a) aplikace návrhu v konstrukci sedačky, b) vibroizolační prvek se zkrutnými pružinami a frikčním tlumičem

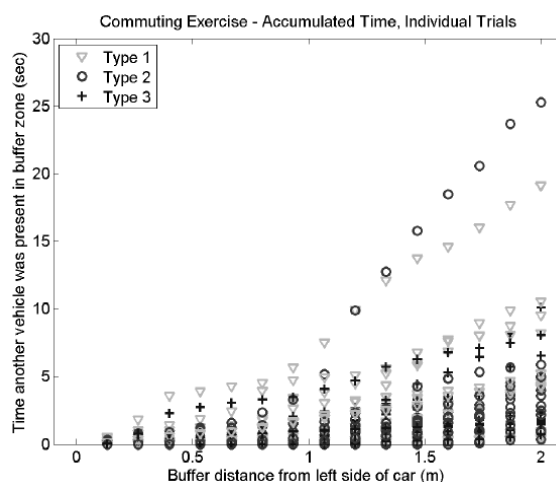


Obr. 2.5.12 Funkční model konstrukce řízeného vibroizolačního prvku sedačky: konstrukce elastické výztuhy a vibroizolačního prvku (nahore), nastavení a aretace vibroizolačního prvku (dole)

• **Autoři [69] Morrell, J.; Wasilewski, K.** popisují návrh a hodnocení vibroaktivního sedadla řidiče, které je použito pro zobrazení prostorové informace během řízení. Mnoho současných studií se zabývá možností využití hmatových a vibrohmatových systémů zpětné vazby pro upozornění na nebezpečí kolize v automobilech. Vnímané stimuly působící na řidiče a úroveň informovanosti o dopravní situaci byly identifikovány jako významné bezpečnostní problémy ve všech oblastech dopravy. Je předpokládáno, že zpětná vibrohmatová vazba může být použita k posílení a zlepšení povědomí o okolním prostoru během řízení, proto se může stát přirozenou součástí automobilu. Navržena byla vibrohmatová zpětná vazba umístěná v opěře sedačky jak je znázorněno na obr. 2.5.13, vytvořená z levných vibračních motorků, které svými vibracemi pomáhají popsat prostor okolo vozu. Celý systém byl testován pomocí jízdního simulátoru se zpětnou vazbou. Účinnost byla hodnocena ve dvou různých situacích řízení a to při simulované jízdě v provozu a jízdě na čas s dalšími automobily. Při dojezdu testované subjekty ($N = 12$) udržují požadovanou rychlost, vyhýbají se jiným vozidlům a zároveň provádějí další úkoly. Těsné míjení bodu ve slepém úhlu bylo použito k hodnocení zpětné vazby. Při jízdě na čas se testované subjekty ($N = 10$) se snažili při současné jízdě dosáhnout co nejkratšího času pro dojetí do cíle. Použita byla zpětná vazba pro udržení povědomí o jiných vozidel jedoucích v těsné blízkosti. Účinnost byla měřena na základě porovnání celkového času, po který byli řidiči blokováni za nimi jedoucím vozidlem. Testovány byly tři podmínky zpětné vazby: pouze vibroaktivní zpětná vazba, zpětné zrcátko a vibroaktivní zpětná vazba, pouze zpětné zrcátko. Předběžné výsledky ukázaly, že zpětná vibroaktivní vazba používaná ve spojení se zpětným zrcátkem je účinnější, nežli při použití pouze zpětného zrcátka.



Obr. 2.5.13 Návrh vibroaktivní zpětné vazby umístěné v opěráku sedačky



Obr. 2.5.14 Výsledky vibroaktivní zpětné vazby umístěné v opěráku sedačky

2.6 Závěr kapitoly

Kapitola 2 se věnovala studiu a rozboru současného stavu vývoje automobilových sedaček. Uvádí se trendy, které jsou v současnosti na konstrukci sedačky kladeny (kap. 2.1) a také požadavky, které z optimálního řešení dělají tak komplexní a složitou problematiku (kap. 2.2). Rozborem současného stavu a zejména k jeho komplexnosti, lze uvést, že jedním z největších problémů konstrukčního řešení v současnosti vyráběných sedaček je zejména výplň komfortní vrstvy z PU pěny a také vibroizolace pro odpovídající kvalitu sezení (kap. 2.3 a 2.4). Navrhnutým řešením se proto může stát automobilová sedačka s nepolyuretanovým materiálem s aktivně regulovatelnou výztuhou. V kap. 2.5 byly uvedeny některé publikace, které přispívají k řešení problematiky, tj. zabývají se alternativní náhradou PU pěny a také zvyšováním bezpečnostních a vibroizolačních vlastností sedačky (viz kap. 2.5).

Kapitola 3

Cíle disertační práce

Na základě studie a rozboru poznatků o současném stavu problematiky související s vývojem automobilových sedaček byl stanoven hlavní cíl disertační práce – **konstrukce funkčního modelu automobilové sedačky s nepolyuretanovým materiálem v propojení s aktivně regulovatelnou výztuhou sedáku** pro zajištění odpovídající kvality sezení.

Řešení popsané v práci je multidisciplinární, jenž zahrnuje následující dílčí kroky vedoucí k cíli disertační práce a to:

- **Konstrukce funkčního modelu výplně komfortní vrstvy sedáku s nepolyuretanovým materiálem**
 - Analýza materiálů pro návrh konstrukce výplně komfortní vrstvy
 - Provedení studie struktury vybraných materiálových vzorků.
 - Matematicko-fyzikální popis mechanického chování vybraných vzorků.
 - Shrnutí a porovnání vlastností vybraných vzorků.
 - Měření mechanických vlastností vybraných materiálových vzorků
 - Sestavení a realizace statických a dynamických měření vybraných materiálových vzorků pro získání porovnávacích vlastností a to zejména odezvy materiálu na stlačení tj. tuhost vzorku, disipace energie, relaxace materiálu, atd.
 - Sestavení modelové simulace v prostředí MKP vybraných vzorků při dynamickém stlačení pro posouzení rozložení deformace a hlavních napětí ve struktuře, které je důležité pro posouzení stability a chování materiálu.
 - Pomocí modelové simulace porovnat a posoudit rozložení kontaktních tlaků při daném přetvoření.
 - Realizace funkčního modelu z vybraného materiálu.
- **Konstrukce funkčního modelu sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou pro řízené snižování vibrací v automobilové sedačce**
 - Konstrukční návrh aktivní regulovatelné výztuhy
 - Uvedení možností řízeného snižování vibrací.
 - Sestavení mechanických modelů pro přiblížení působících vibrací v sedačce.
 - Návrh řešení konstrukce systému aktivně regulovatelné výztuhy.
 - Sestavení modelové simulace v prostředí MKP pro posouzení stability a napětí v aktivní regulovatelné výztuze při zatížení.
 - Realizace funkčního modelu podle vybraného konstrukčního návrhu.
- **Zkoušení funkčního modelu automobilové sedačky s nepolyuretanovým materiálem s aktivně regulovatelnou výztuhou sedáku**
 - Sestavení a realizace experimentu pro měření kompletních sedaček
 - Návrh a realizace experimentálního zařízení pro vyhodnocování přenosových charakteristik automobilových sedaček.
 - Porovnání a posouzení funkčního modelu se sedačkou v současnosti vyráběnou.

Kapitola 4

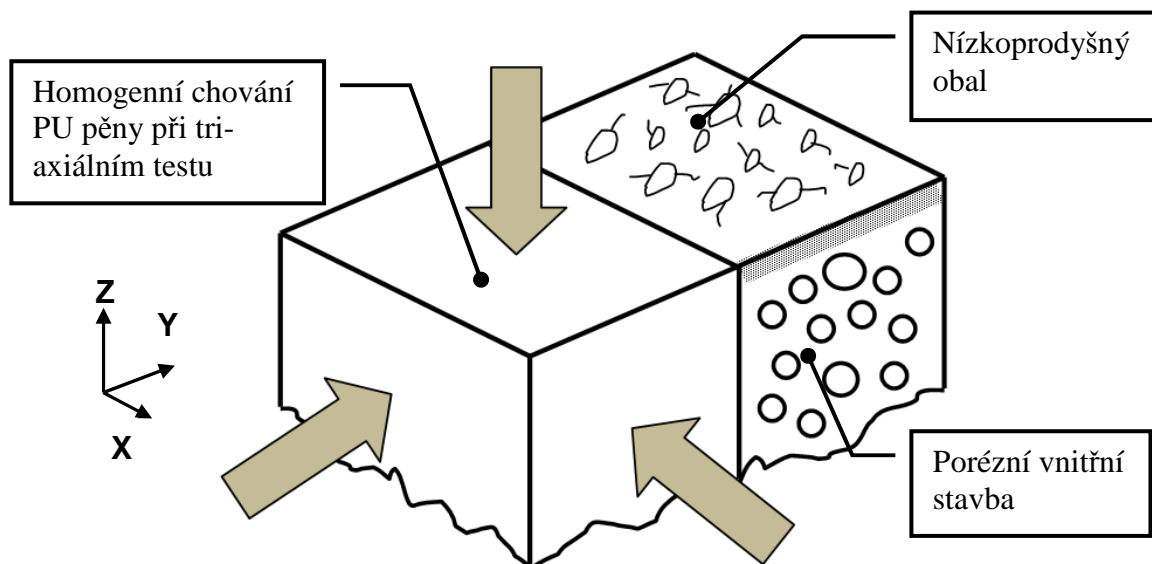
Analýza materiálů pro výplně komfortní vrstvy autosedačky

V kapitole se provedly studie možné náhrady současného výplňového materiálu komfortní vrstvy z PU pěny, který by mohl být alternativou a zároveň by se využil pro konstrukci funkčního modelu sedáku s nepolyuretanovým materiálem. Pro návrh odpovídajícího materiálu byly provedeny analýzy vybraných reálných vzorků, jak současného materiálu z PU pěny, tak z alternativního vláknenného nepolyuretanového materiálu a stanoveny jejich charakteristické vlastnosti. Následně byly uvedeny matematické vztahy a modely přibližující chování vzorků PU pěny a vzorků vybraných alternativních nepolyuretanových materiálů. Na závěr byly shrnuty analýzy vybraných vzorků PU pěny a vybraných alternativních nepolyuretanových materiálů a porovnány jejich charakteristické vlastnosti.

4.1 Analýza vlastností vybraných vzorků PU pěny

Pro nalezení vhodného nepolyuretanového materiálu pro konstrukci výplně komfortní vrstvy je důležité nejprve provést rozbor a analýzy současného konstrukčního materiálu, tedy PU pěny jako srovnávacího materiálu. Mechanické, chemické a fyzikální vlastnosti spolu s experimentálně zjištěnými strukturními vlastnostmi vzorků různých měrných hmotností ρ_{PU} PU pěn byly významně publikovány např. [15], [16] a [19]. Struktura PU pěny vzniká chemickým procesem polyadice z alkoholů se dvěma a více hydroxylovými skupinami s izokyanáty. Při reakci izokyanátu s vodou se uvolňuje oxid uhličitý, který původně kapalnou směs zpěňuje a tím vytváří buněčnou strukturu. Podle poměru a druhu použitých složek lze rozdělit PU pěny na měkké, středně tuhé, tuhé či tvrdé. Flexibilita buněčné struktury je úměrná její měrné hmotnosti $\rho_{PU} = \text{hmotnost} / \text{objem}$, která se pro aplikace v komfortních vrstvách pohybuje v rozmezí od 10 do 100 kg. m⁻³. Výplně komfortní vrstvy (sedáku a opěráku) autosedačky jsou zpravidla vyplněny polyuretanovou pěnou o objemové hmotnosti v rozsahu přibližně 45 – 60 ± 12 kg. m⁻³. Vzorky výplně komfortní vrstvy z PU pěny se dají charakterizovat nízko-prodyšným obalem, který vzniká jako důsledek reakce polyuretanu se stěnou formy a jádrem s poněkud poréznější buněčnou strukturou. Vnitřní buněčná stavba je charakterizována distribuční křivkou průměrů buněk a její homogenitou. Počet porézních buněk a spojovacích hran (okraj spojující vzduchové buňky) je výrazně ovlivněn průměrem vzduchové buňky, jak je uvádí Mills [15]. Dále uvádí, že struktura PU pěny spojením jednotlivých vzduchových buněk vytváří z makroskopického pohledu homogenní systém bez ohledu na rozmanitost průměrů buněk a lze ji tedy nahradit spojitým kontinuem a popisovat reologickými modely. Z hlediska mechanismu deformace lze chování pěny popsat následovně - při stlačování struktury pěny se vzduch z buněk vypouští, stěny buněk se ohýbají a od určité fáze stlačování se o sebe stěny třou. Je-li struktura odlehčována, vzduch se opět nasává. Proto při stlačování buněčné struktury pěny závisí mechanické vlastnosti zejména na množství vzduchu a četnosti porézních buněk. Vzhledem k výrazné přítomnosti vzduchu v buňkách jsou pěny závislé na rychlosti deformace $\dot{\epsilon}(t)$. Již v roce 1970 publikoval Rush [70], že četnost vzduchových buněk má vliv na hodnotu disipace energie $\dot{\nu}(t)$, kterou PU pěna dokáže pohltit. Naproti tomu Cirkel [18] a [71] uvádí, že při experimentálním stlačování vzorku PU pěny ve vakuu zjistil, že lze v určitém rozsahu deformace vliv vzduchu zanedbat. Z pohledu mechanických vlastností jsou PU pěny téměř izotropní viskoelastický materiál. To již v roce 1987 publikovali Neilsen a kol. [72], který

uvádí, že při tri-axiálním testu, kde vzorek je současně zatěžován ve 3 hlavních směrech základního souřadného systému (X, Y, Z), naměřili přibližně stejný průběh zatěžovacích křivek, popsatelný jen rozdílnou konstantou. V důsledku toho pak lze deformaci/přetvoření v hlavní ose zatížení ε a objemovou deformaci γ , vyjádřit vztahy (4.1.1 a 4.1.2). Charakter struktury vzorku PU pěny je znázorněn na obr. 4.1.1.



Obr. 4.1.1 Charakter struktury vzorku PU pěny

$$\Gamma = \frac{\Delta V}{V_0} = \frac{V_0 - V_{komp}}{V_0} = \frac{(V_{vzduch} + V_{polym}) - V_{komp}}{(V_{vzduch} + V_{polym})} = 1 - \Phi, \quad (4.1.1)$$

$$\varepsilon = \frac{L_0 - \delta}{L_0} = 1 - \left[1 - \frac{V_0 - V_{komp}}{V_0} \right]^{1/3} = 1 - [1 - \gamma]^{1/3}, \quad (4.1.2)$$

kde Γ [-] je celkové objemové přetvoření PU pěny, V_{komp} [m³] je stlačený objem, V_0 [m³] je původní nedeformovaný objem, V_{Polym} [m³] je objem struktury polymeru ve vzorku, V_{vzduch} [m³] je objem vzduchových buněk, Φ [-] je poměr mezi stlačeným a nestlačeným objemem, ε [-] je přetvoření, δ [mm] je délka stlačení a L_0 [mm] je původní nedeformovaná vzdálenost.

4.1.1 Charakteristika testovaných vzorků PU pěny

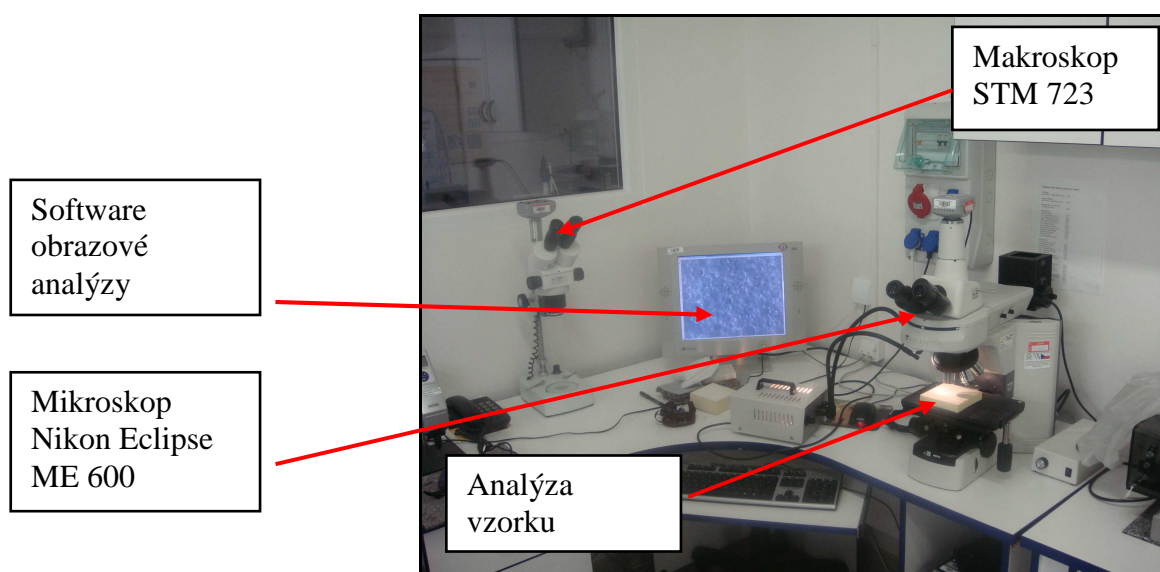
Analýza mechanických vlastností vzorků PU pěny byla prováděna a testována na vzorcích získaných od firmy Fehrer Bohemia Česká Lípa, která patří k předním dodavatelům polyuretanových pěn pro komfortní výplně autosedaček v Evropě. Poskytnuté vzorky se upravily řezáním na standardní testovací rozměry 100x100x60,40 a 20±0,5 mm^(4.1). Měrná hmotnost vzorků ρ_{PU} se pohybovala v rozmezí 47 – 50±5kg. m⁻³. Morfologie

^(4.1) V současnosti Fehrer vyrábí především komfortní výplně sedáků tloušťky v rozmezí 20-80 mm, podle typu třídy autosedačky a typu vozidla.

struktury byla zkoumána pomocí obrazové analýzy. Vzorky byly analyzovány při standardní teplotě 22 ± 2 °C. Pro studii struktury se použily mikroskopické a makroskopické snímky struktury ^(4.2). Použitá zařízení k analýze struktury experimentálních vzorků jsou uvedena v tab. 4.1.1. Mikroskopické snímky testovaného vzorku PU pěny byly získány pomocí elektronového mikroskopu VEGA Tescan, který lze použít až pro 50000x násobné zvětšení. Vzorky byly opatřeny tenkou vrstvou platiny pro zajištění odpovídající vodivosti, která je nutná pro získání kvalitních snímků nevodivých materiálů. Pro analýzu struktury nepolyuretanových vzorků (NPU) se použil stereo-makroskop STM 723 ZOOM a trinokulární mikroskop Nikon Eclipse ME 600. Obrazy byly získány pomocí digitální kamery Pixelink, která převádí snímaný obraz do digitální podoby. Uspořádání použitého snímacího zařízení je znázorněno na obr. 4.1.2.

Tab. 4.1.1 Charakteristika přístrojů pro analýzu struktury testovaných vzorků

Snímací zařízení	Princip snímání	Zobrazovací zvětšení	Studie struktury
VEGA Tescan	Elektronový mikroskop	50000	PU pěna
STM 723 stereomikroskop	Optický makroskop	45	NPU materiály
Nikon Eclipse ME 600	Optický mikroskop	100	NPU materiály



Obr. 4.1.2 Snímací zařízení pro analýzu struktury testovaných vzorků

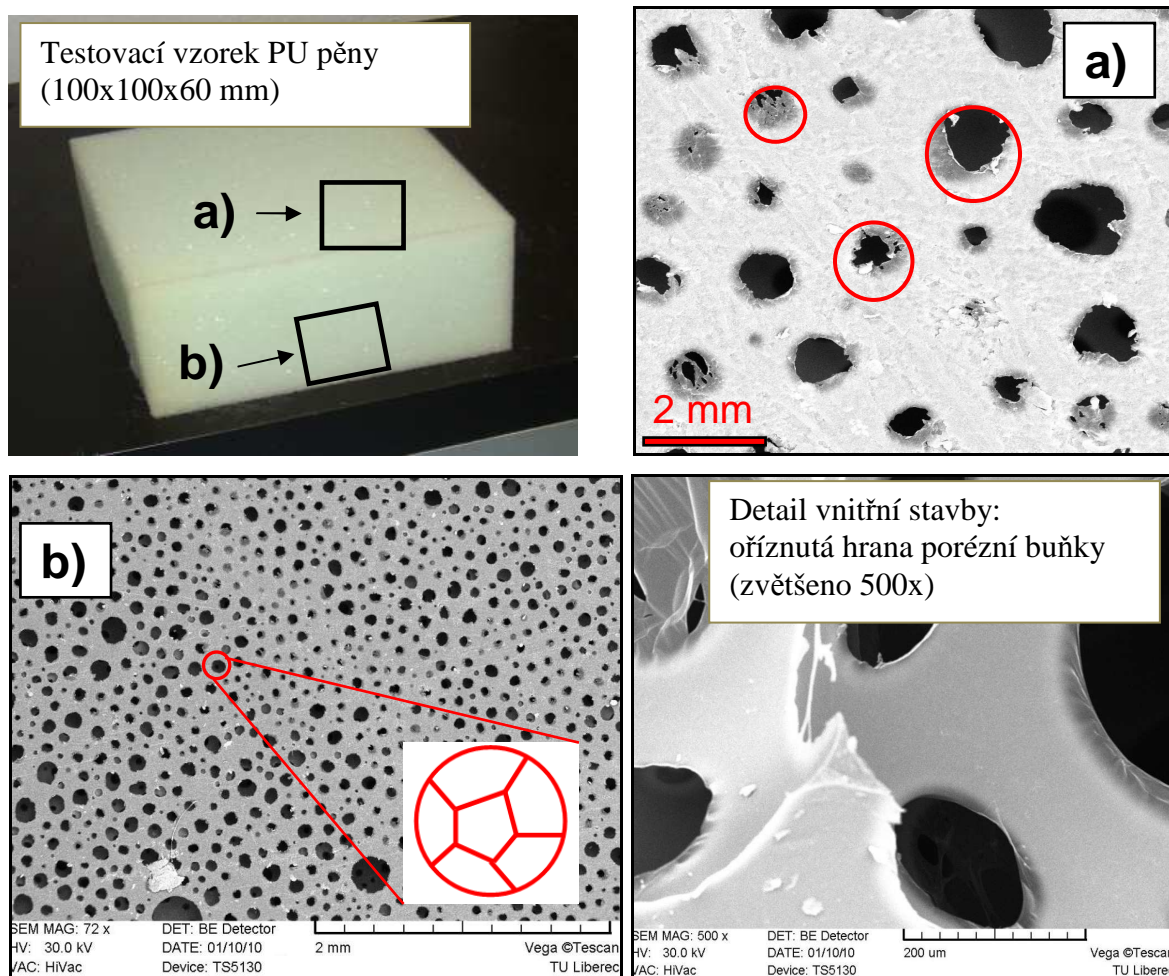
Testované vzorky z PU pěny se vyznačovaly nepříliš prodyšným obalem tvořeným otevřenými buňkami různé velikosti, která se dá statisticky vyjádřit plošným zaplněním. Vnitřní struktura byla naopak výrazněji porézní, což lze pro materiálové struktury vyjádřit bezrozměrnou veličinou Ψ podle vztahu (4.1.3). Vztah popisuje poměr mezi objemem

^(4.2) Pro detailnější rozbor struktury vzorků lze využít i nemikroskopické metody: např. měření densitometrické, rentgenografické.

polyuretanové struktury a objemem vzduchu, což je důležité pro získání parametru objemového zaplnění. Charakteristický rozbor buněčné struktury testovaného vzorku (vzorek PU pěny č. 3) je znázorněn na obr. 4.1.3.

$$\psi = \frac{V_{polym}}{V_{vzduch}}, \quad (4.1.3)$$

kde Ψ [-] je parametr objemového zaplnění PU pěny, V_{polym} je objem struktury PU pěny [m^3], V_{vzduch} [m^3] je objem vzduchu.



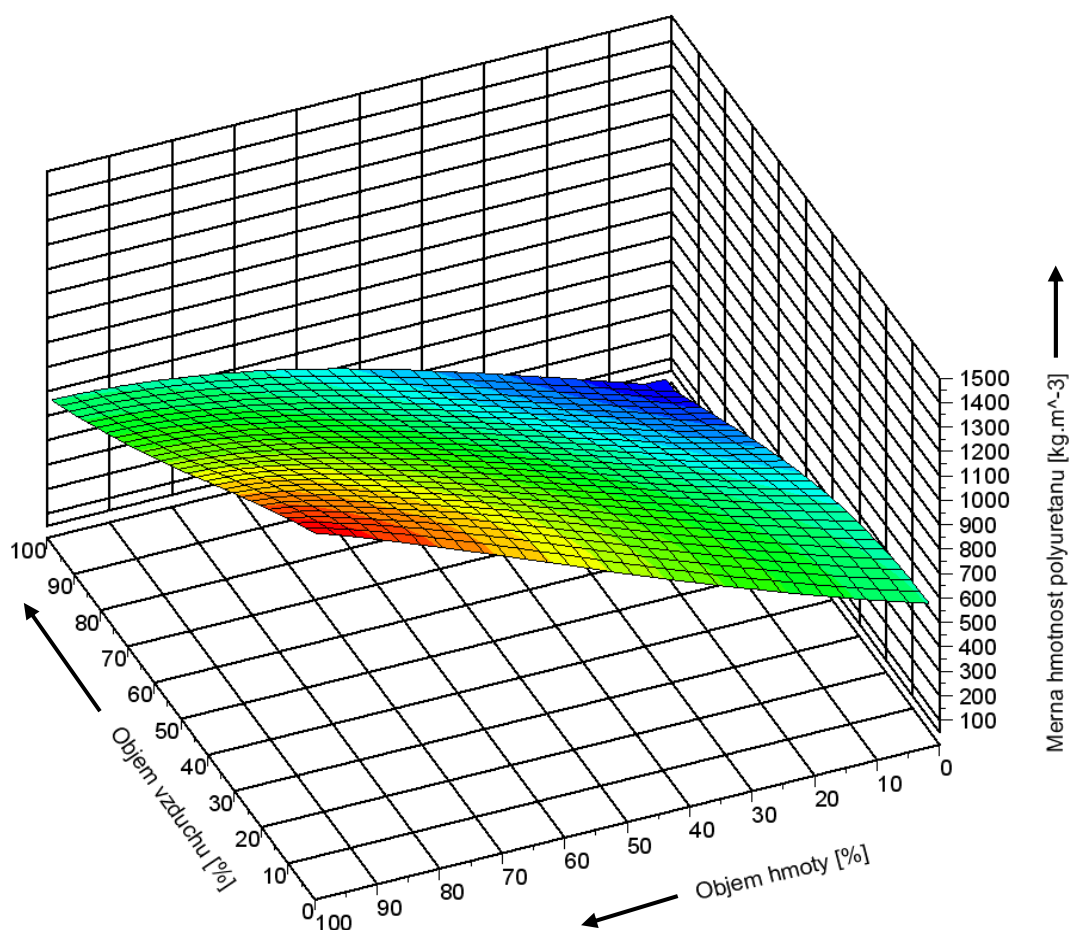
Obr. 4.1.3 Analýza struktury testovaného vzorku PU pěny:

a) vnější stavba (nizkoprodyšný obal), b) vnitřní stavba s charakteristickým tvarem buňky (vlevo), detail zvětšený na elektronovém mikroskopu VEGA Tescan (vpravo)

Výsledky rozboru struktury vzorků PU pěny o rozměrech 100x100x40mm, které byly označeny číslem 1 - 6, je uvedeno v tab.4.1.2. Objem vzduchu dosahoval v analyzovaných vzorcích $96,5 \pm 0,5\%$, přičemž parametr objemového zaplnění Ψ se pohyboval v rozsahu 0,033 – 0,034. Je to dáno objemovou hmotností čistého polyuretanu (pro výplně komfortní vrstvy se pohybuje v rozmezí od 1200 kg.m^{-3} do 1500 kg.m^{-3}). V závislosti na objemové hmotnosti polyuretanu ve vzorku PU pěny klesá procentuálně objem vzduchu a naopak stoupá strukturní objem hmoty. Tento fakt lze znázornit parametrickým grafem (obr. 4.1.4).

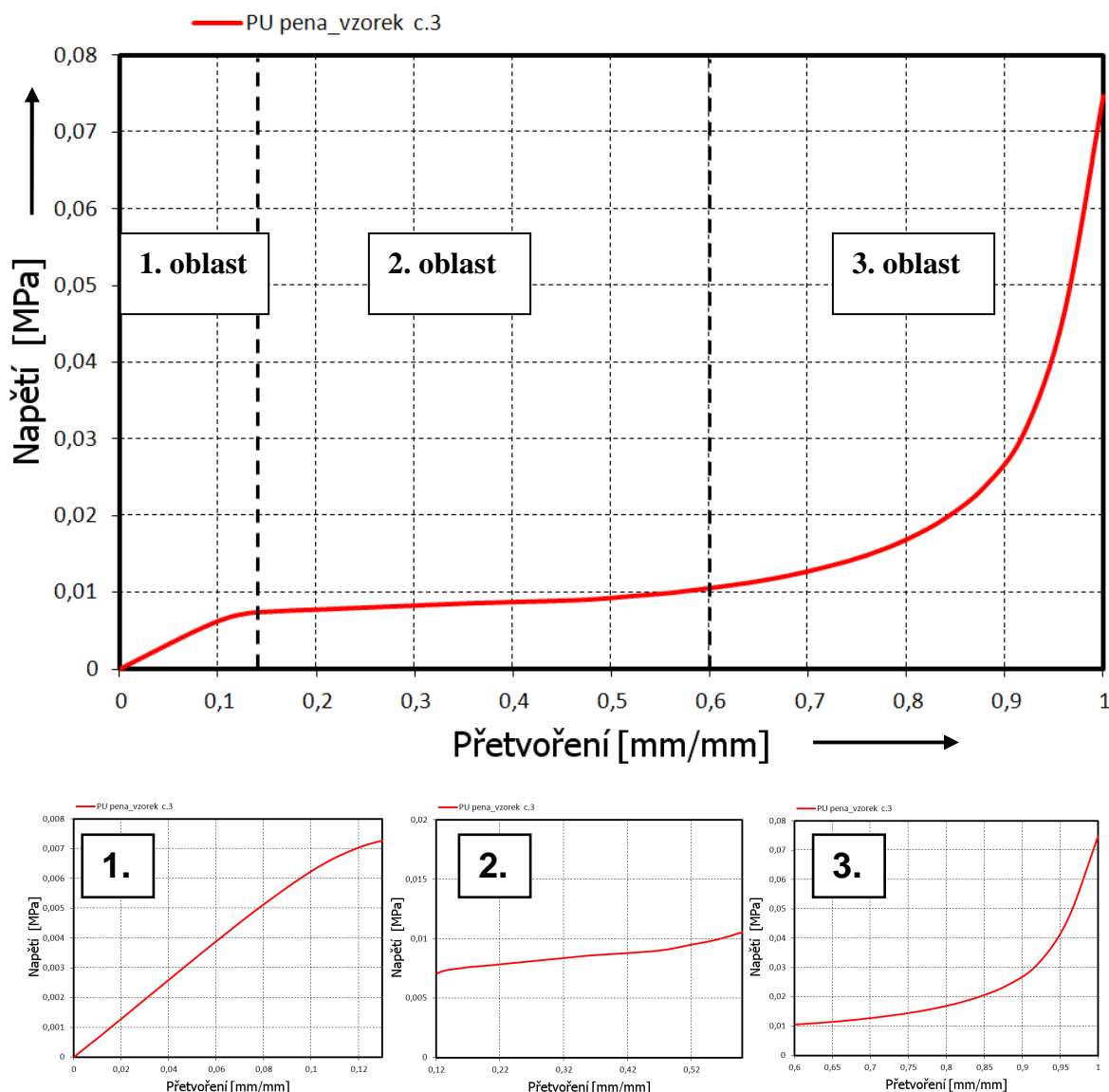
Tab. 4.1.2 Rozbor vybraných testovaných vzorků PU pěny

Vzorek PU	Měrná hmotnost [kg.m ⁻³]	GSM (Plošná hmotnost) [g.m ⁻²]	Objem vzduchu [%]	ψ [-]	Střední velikost buněk (vnitřní stavba) [μm]	Střední velikost buněk (vnější stavba) [μm]
č.1	48±0,01	1920±0,40	96,0±0,80	0,032	544±37	687±51
č.2	51±0,26	2045±5,20	96,5±0,92	0,034	446±43	562±48
č.3	50±0,16	2003±3,20	96,6±0,67	0,033	478±26	601±63
č.4	47±0,33	1887±3	96,8±0,70	0,031	593±52	690±39
č.5	50±0,12	2002±0,40	96,6±0,27	0,034	462±27	613±53
č.6	49±0,39	1966±7,13	96,7±0,22	0,033	455±45	625±38


Obr. 4.1.4 Objem vzduchu a hmoty ve struktuře PU pěny v závislosti na měrné hmotnosti čistého polyuretanu

4.1.2 Matematicko-fyzikální popis mechanického chování vzorků PU pěny

Mechanické vlastnosti vzorků PU pěny mají při stlačování výrazně nelineární průběh. Jedná se o viskoelastické chování s velkým, téměř vratným přetvořením, řádově do 92 ± 3 % [24]. Při odlehčení pěny od zatížení se projevuje hysterezní smyčka, daná objemovou hmotností, tuhostí K a koeficientem tlumení η_t s postupnou relaxací buněčné struktury, která je výraznější při kvazistatickém stlačení než při dynamickém mj. [6] a [12]. Projevuje se také neschopnost rychlého zotavení po deformaci tzv. recovery. Při stlačování je nelineární chování vzorků PU pěny charakterizované třemi oblastmi – 1. počátečním ztuhnutím, 2. ustáleným průběhem deformace s minimálním přírůstkem absolutního napětí tzv. platem a 3. konečné výrazné ztuhnutí buněčné struktury. Charakteristický průběh napětí v závislosti na přetvoření testovaného vzorku PU pěny je znázorněn na obr. 4.1.5.



Obr. 4.1.5 Nelineární průběh vzorku PU pěny v závislosti napětí na přetvoření (nahore), charakteristické průběhy ve 3 hlavních oblastech (dole)

Grafický průběh uvedený na obr. 4.1.5 charakterizuje nelineární závislost napětí na přetvoření, získaný při experimentálním měření vzorku PU pěny č.3 (tab. 4.1.2) stlačeného

do $98 \pm 2\%$ přetvoření. Vzorek č.3 měl charakteristickou **oblast 1** – trvající do $\sim 12 \pm 3\%$ přetvoření, která byla dána elastickým téměř lineárním průběhem se strmým nástupem napětí způsobeným počátečním rychlým tuhnutím buněčné struktury, kde sklon křivky je závislý na rychlosti deformace. **Oblast 2** – lze stanovit pro rozmezí $15\text{--}50 \pm 5\%$ přetvoření, kde se projevuje tzv. plató (rovnoměrně dočasné ustálení) znamenající, že absolutní nárůst napětí v závislosti na přetvoření je minimální. Ve **3 oblasti** – přibližně od $60 \pm 7\%$ až do $92 \pm 3\%$ deformace začíná prudký exponenciální průběh způsobený konečným stlačením struktury (struktura se při vysokých přetvořeních začíná téměř drtit).

Již v roce 1969 publikoval Rush [73] analytický model, který přibližně popisuje chování stlačeného vzorku PU pěny. Autor vycházel z konstitutivní rovnice vyjadřující odezvu materiálu na stlačení, která je charakteristická konstantním modulem pružnosti E , velikostí deformačního přetvoření ε a funkcí stlačení $A(\varepsilon)$, což lze popsat vztahem (4.1.3).

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \cdot A(\varepsilon), \quad (4.1.3)$$

kde E představuje modul pružnosti pěny, ε je deformace, $A(\varepsilon)$ je funkce stlačení.

Konstitutivní vztah (4.1.3) následně rozšířili v roce 1971 Schwaber a Meinecke [74] a v roce 1974 Nagy a kol. [75] o funkční závislost proměnlivého modulu pružnosti E na rychlosti deformace $\dot{\varepsilon}$, což je vyjádřeno vztahy (4.1.4 a 4.1.5). Tyto vztahy lze již využít pro stanovení okamžité tuhosti ve struktuře, neboť hmotnost struktury $m(\varepsilon, \dot{\varepsilon})$ i modul pružnosti $E(\dot{\varepsilon})$ jsou proměnné a závisejí na okamžitém stavu deformace resp. přetvoření ε .

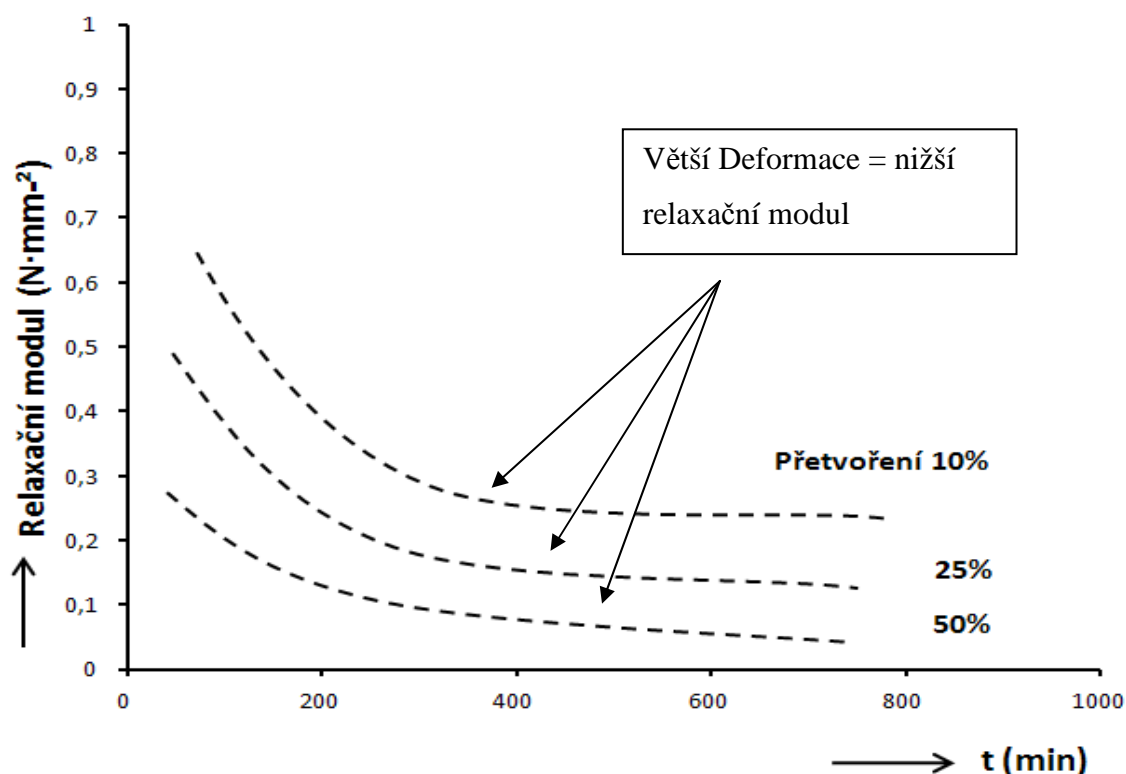
$$\sigma = E(\dot{\varepsilon}) \cdot f(\varepsilon) \cdot \varepsilon, \quad (4.1.4)$$

$$\sigma = m(\varepsilon, \dot{\varepsilon}) \cdot f(\varepsilon), \quad (4.1.5)$$

kde $f(\varepsilon)$ vyjadřuje polynomickou funkci popisující průběh při stlačení, $m(\varepsilon, \dot{\varepsilon})$ je hmotnost struktury variabilní na deformaci ε a rychlosti deformace $\dot{\varepsilon}$.

Charakteristické vlastnosti vzorku PU pěny při stlačení jsou ovlivněny tedy především velikostí deformace $\varepsilon(t)$ a také časem t za jakou se buněčná struktura stlačí. S tím také nezávisle souvisí fyzikální jev tzv. creep (tečení struktury), nebo-li struktura PU pěny se stává pod konstantním napětím poddajnější a zvyšuje se deformace $\varepsilon(t_2) \big|_{\sigma=\text{konst.}} > \varepsilon(t_1)$. Obdobně se struktura chová při relaxaci materiálu – při konstantní deformaci $\varepsilon = \text{konst.}$ (např. opakované cyklické stlačení do 50% přetvoření a únava materiálu) dochází k postupnému poklesu napětí $\sigma(t_2) \big|_{\varepsilon=\text{konst.}} < \sigma(t_1)$. Vyjádřit tento fyzikální jev lze hodnotou relaxačního modulu $G(t)$ (4.1.6) popsaného poměrem mezi působícím napětím $\sigma(t)$ a konstantní deformací $\varepsilon = \text{konst.}$ V [15] je uvedeno, že zvyšující se deformací vzorku PU pěny se snižuje hodnota $G(t)$, kde se projevuje při dlouhodobých testech pro hodnoty malých i velkých deformací ustálení hodnoty relaxačního modulu jak znázorňuje (obr. 4.1.6). Tento efekt způsobuje viskoelastická materiálu (Pozn. nemusí to však platit u všech viskoelastických materiálů, a dokonce to může být i naopak).

$$G(t) = \frac{\sigma(t)}{\varepsilon_{\text{konst}}} \quad (4.1.6)$$



Obr. 4.1.6 Relaxační modul viskoelastického materiálu v časové závislosti

Mechanické vlastnosti PU pěny jsou dále ovlivněny teplotou T . Sinha a kol. [76] již zahrnuli do analytického modelu vliv teploty T a následný konstitutivní vztah je potom vyjádřen vztahem (4.1.7). Charakter vztahu (4.1.7) v roce 1998 dále rozpracovali Zhang a kol. [77] o materiálové konstanty a, b zohledňující i rychlost deformace $\dot{\epsilon}$ v závislosti na morfologii pěny, což popisuje vztah (4.1.8). Autoři již v modelu zavádějí konstanty, které statisticky vyjadřují četnost vzduchových buněk ve struktuře. Je však nutno podotknout, že významný vliv teploty na chování pěny nastává podle zkušeností výrobců jen u pěn používaných pro výplně komfortních vrstev autosedačky při vysokých odchylkách od pokojové teploty (např. při extrémně nízkých hodnotách -40 nebo naopak vysokých teplotách nad 70°C)

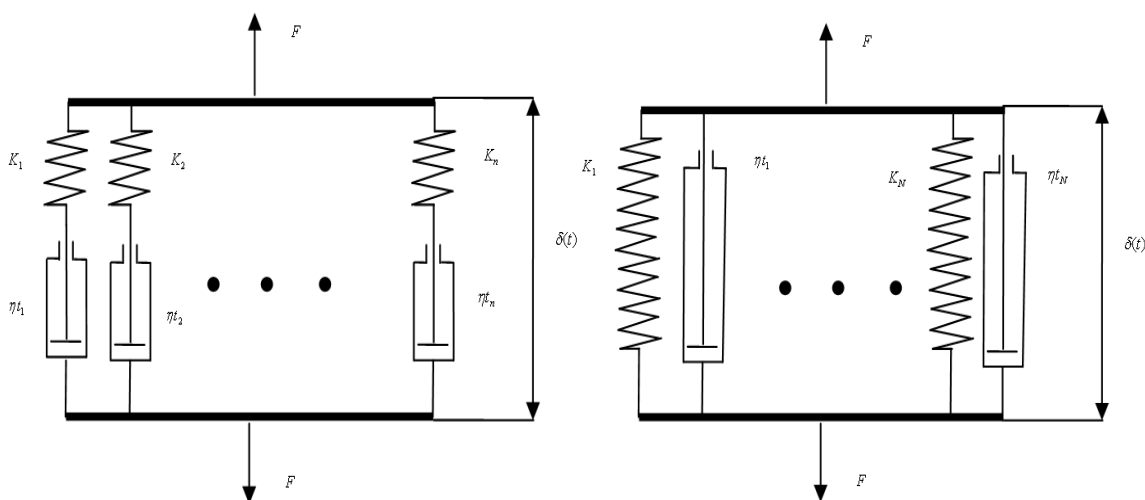
$$\sigma = h(T, \dot{\epsilon}) \cdot g(\rho) \cdot f(\epsilon), \quad (4.1.7)$$

$$\sigma = \sigma_0(\epsilon) \cdot h(T) \cdot \left[\frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0} \right]^{a+b\epsilon}, \quad (4.1.8)$$

kde $h(T, \dot{\epsilon})$ vyjadřuje skokovou funkci vztaženou k teplotě T a změně rychlosti deformace $\dot{\epsilon}$, $g(\rho)$ je experimentálně stanovená hodnota vztažená k měrné hmotnosti struktury, a, b jsou materiálové konstanty ($a, b \geq 1$).

Viskoelastické chování PU pěny lze také významně popsat pomocí reologických modelů mj. [14],[22] a [71]. Reologie je věda zkoumající především změny napětí σ a přetvoření v závislosti na čase t a na rychlosti přetvoření $\dot{\epsilon}$. Vychází z přeměny kontinua, tedy nezkoumá mechaniku struktury (morfologii a typologii struktury, počet vzduchových buněk) jako předešlé vztahy. Modely se sestavují systémem zapojení různých kombinací Hookových elastických prvků (pružin) a Newtonových viskózních členů (tlumičů). V různém počtu a kombinacích umožňují přibližně popsat lineárními členy nelineární

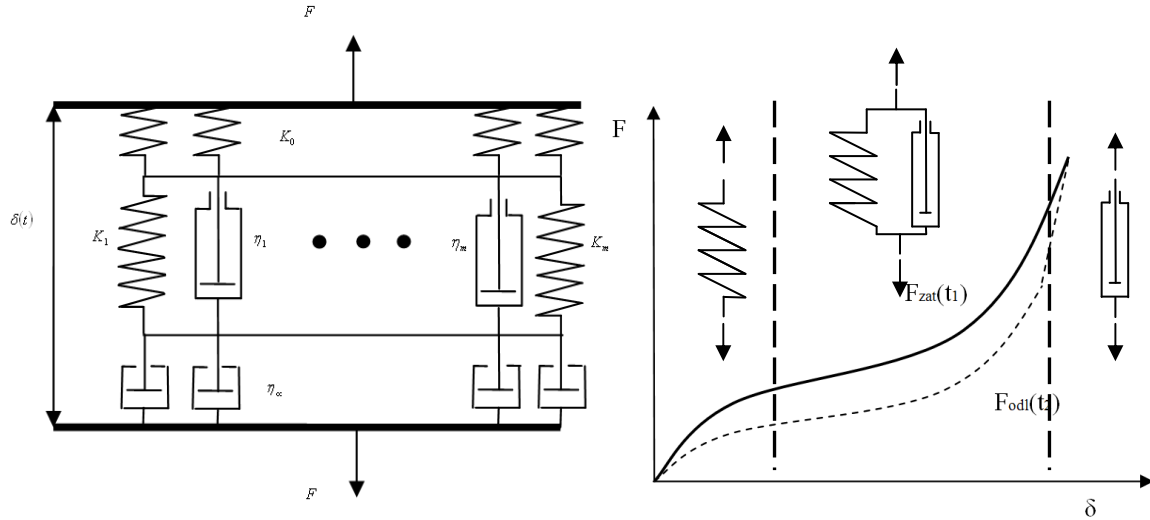
chování materiálových struktur včetně PU pěny. Ze získaných vztahů z reologických modelů lze studovat také relaxaci a creep materiálu. Výhodou reologických modelů je především návaznost na materiálové modely v programech metody konečných prvků. V celé řadě prací zabývajících se modelováním PU pěny mj. [6] a [22] bylo využito jednodimenzionálního Kelvinova nebo Maxwellova reologického modelu. Autoři zpravidla konstatují dobrou shodu výsledných závislostí reologického modelu v porovnání s experimentálním měřením. Složitá buněčná struktura polyuretanové pěny má za následek komplikovanější reologické chování, kdy deformace vždy obsahuje složku elastickou, viskózní, popřípadě deformaci trvalou. Zpřesňující hodnoty těchto jednodimenzionálních reologických modelů lze následně získat jejich n-parametrovým rozšířením, jak je znázorněno na obr. 4.1.7.



Obr. 4.1.7 N-parametrické reologické modely: Maxwellův model (vlevo), Kelvinův model (vpravo)

Vzájemným skládáním a kombinacemi n-parametrického Kelvinova a N-parametrického Maxwellova modelu lépe řečeno různým počtem složených Hookových a Newtonových prvků je možno sestavit reologický model, který se bude výrazně (limitně) přibližovat experimentálně naměřeným datům. Podle takového modelu bude možno sestavit odpovídající matematické vyjádření popisující mechanické vlastnosti vzorku PU pěny. Zejména závislost síly/stlačení resp. napětí/přetvoření nebo také tlumící a elastické vlastnosti (koeficient tuhosti K a koeficientem tlumení η_i) v závislosti na okamžitém přetvoření. Toho lze docílit reologickým modelem podle obr. 4.1.8. Jedná se o upravený n-parametrický Tucketův model. Tento model představuje prakticky 3 charakteristické oblasti. První část tvoří suma m - počtu pružin (přičemž $m < n$), která popisuje počáteční ztuhnutí charakteristické elastickou deformací. Druhou část představuje n-parametrický Kelvinův model, který je tvořen součtem m - paralelně zapojených pružin a tlumičů, které popisují zpožděnou viskoelastickou deformaci. Třetí část je pak charakterizována sumou m - počtu tlumičů (přičemž $m < n$), která vyjadřuje konečnou zůstatkovou deformaci po skončení působení napětí. Výhodou tohoto modelu je především skutečnost, že čím rychleji má deformace proběhnout, tím je brzdící účinek viskózního členu větší a tím pádem musí být vynaložena i větší síla pro dosažení požadované deformace. Model tedy přibližuje chování viskoelastického materiálu, jenž zvyšuje odpor proti stlačení působící síly vnitřním viskózním mediem. Po skončení působení sil (konečná hodnota stlačení

$\delta|_{\varepsilon=\max}$) zůstává deformace v limitním okamžiku zachována $\varepsilon(t) \equiv \delta|_{t=0}$ a po určitém čase následuje zotavení.



Obr. 4.1.8 N-parametrický Tucketův model popisující nelineární chování vzorku PU pěny

Podle následujícího reologického modelu (obr. 4.1.8) můžeme sestavit odpovídající matematické vyjádření stlačeného vzorku PU pěny danými vztahy (4.1.10 – 4.1.17) popisující závislosti síly na stlačení, popř. tuhost, tlumení či creepovou poddajnost.

$$\sum_{i=1}^m \left(K_{PU}(\tau_1) \cdot \bar{\delta}(\tau_1) + \frac{d}{d\tau_1} (\eta_{iPU}(\tau_1) \bar{\delta}(\tau_1)) \right) = F_z(\tau_1) \quad \text{pro } m < n, \tau_1 < t, \quad (4.1.10)$$

$$\sum_{i=1}^m \left(K_{PU}(\tau_2) \cdot \bar{\delta}(\tau_2) - \frac{d}{d\tau_2} (\eta_{iPU}(\tau_2) \bar{\delta}(\tau_2)) \right) = F_o(\tau_2) \quad \text{pro } m < n, \tau_2 < t, \quad (4.1.11)$$

$$\bar{\delta}(\tau_1) = \delta(\tau_1) - \frac{F_z(\tau_1)}{K_{oPU}} - \frac{1}{\eta_{iPU}} \int_0^{\tau_1} F_z(\tau_1) dt, \quad (4.1.12)$$

$$\bar{\delta}(\tau_2) = \delta(\tau_2) - \frac{F_o(\tau_2)}{K_{oPU}} - \frac{1}{\eta_{iPU}} \int_0^{\tau_2} F_o(\tau_2) dt, \quad (4.1.13)$$

kde $F_z(\tau_1)$ vyjadřuje zatěžující sílu v čase $\tau_1 < t$, $F_o(\tau_2)$ vyjadřuje odlehčující sílu v čase $\tau_2 < t$, $\bar{\delta}(\tau_1)$ vyjadřuje délku stlačení materiálu, která je během hystereze časově rozdílná (výrazně delší, kratší, zanedbatelná) mj. vlivem odporu materiálu v porovnání s dobou odlehčení $\bar{\delta}(\tau_2)$, $K_{PU}(\tau_{1,2})$ je okamžitá hodnota tuhosti vzorku PU pěny při stlačení a odlehčení, $\eta_{iPU}(\tau_{1,2})$ je okamžitá hodnota tlumení vzorku PU pěny při stlačení a odlehčení.

Následně lze vyjádřit funkční závislost průběhu celkové tuhosti a celkového tlumení struktury.

$$K_{PU}(t) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\frac{\bar{\delta}(\tau_2)}{\tau_2} \cdot F_z + \frac{\bar{\delta}(\tau_1)}{\tau_1} \cdot F_o}{\left(\frac{\bar{\delta}(\tau_1)}{\tau_1} + \frac{\bar{\delta}(\tau_2)}{\tau_2} \right) \cdot \bar{\delta}(t)} \right)_i, \quad (4.1.14)$$

$$\eta_{iPU}(t) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\frac{\bar{\delta}(\tau_1)}{\tau_1}}{\left(\frac{\bar{\delta}(\tau_1)}{\tau_1} + \frac{\bar{\delta}(\tau_2)}{\tau_2} \right) \cdot \bar{\delta}(t)} \cdot \int_0^t (F_z(\tau_1) - F_o(\tau_2)) dt \right)_i, \quad (4.1.15)$$

kde $K_{PU}(t)$ vyjadřuje celkovou tuhost vzorku PU pěny, $\eta_{iPU}(t)$ vyjadřuje celkové tlumení vzorku.

Také prostřednictvím rozdílu prací lze získat vztah pro disipovanou energii $\vartheta(t, \delta, T)$, která představuje energii, kterou dokáže materiál pohltit.

$$\vartheta(t, \delta, T) = \sum_{i=1}^n (W_z - W_o)_i = \sum_{i=1}^n \oint (F_z - F_o)_i dl, \quad (4.1.16)$$

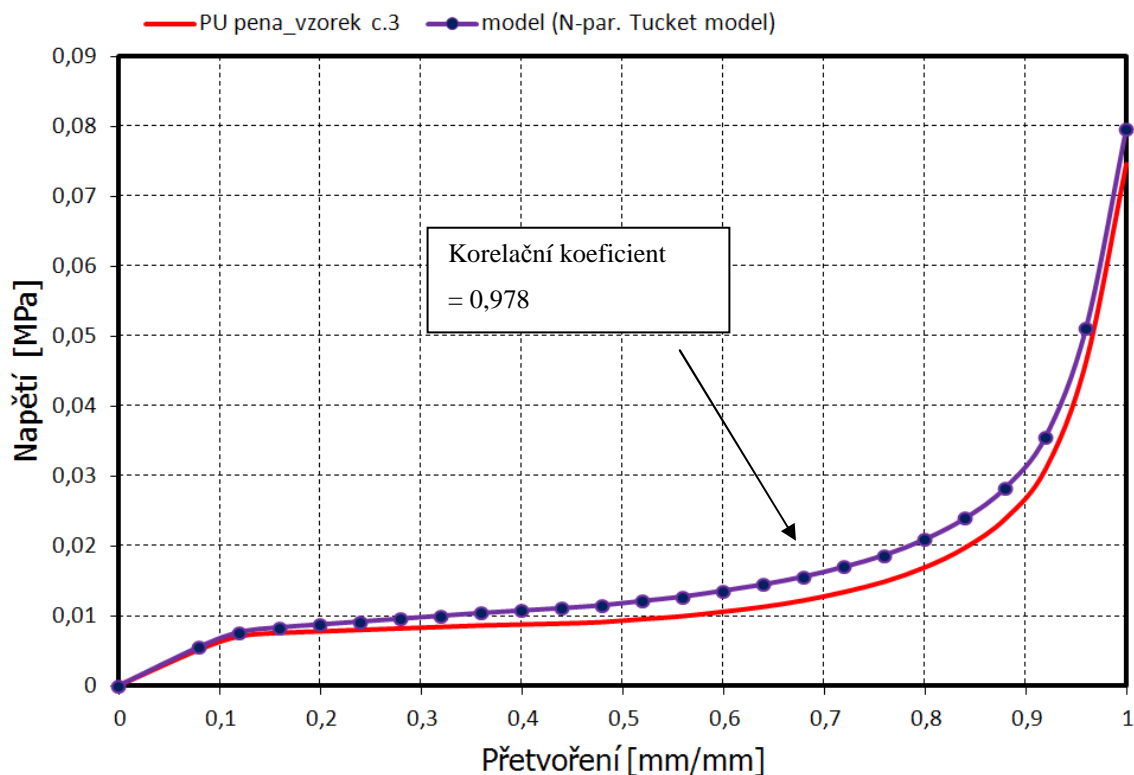
kde W_z, W_{od} popisují práci, kterou materiál vykoná během stlačení a odlehčení.

Prostřednictvím tohoto modelu, lze dále přibližně vyjádřit creepovou poddajnost $\Theta(t)$ (4.1.17).

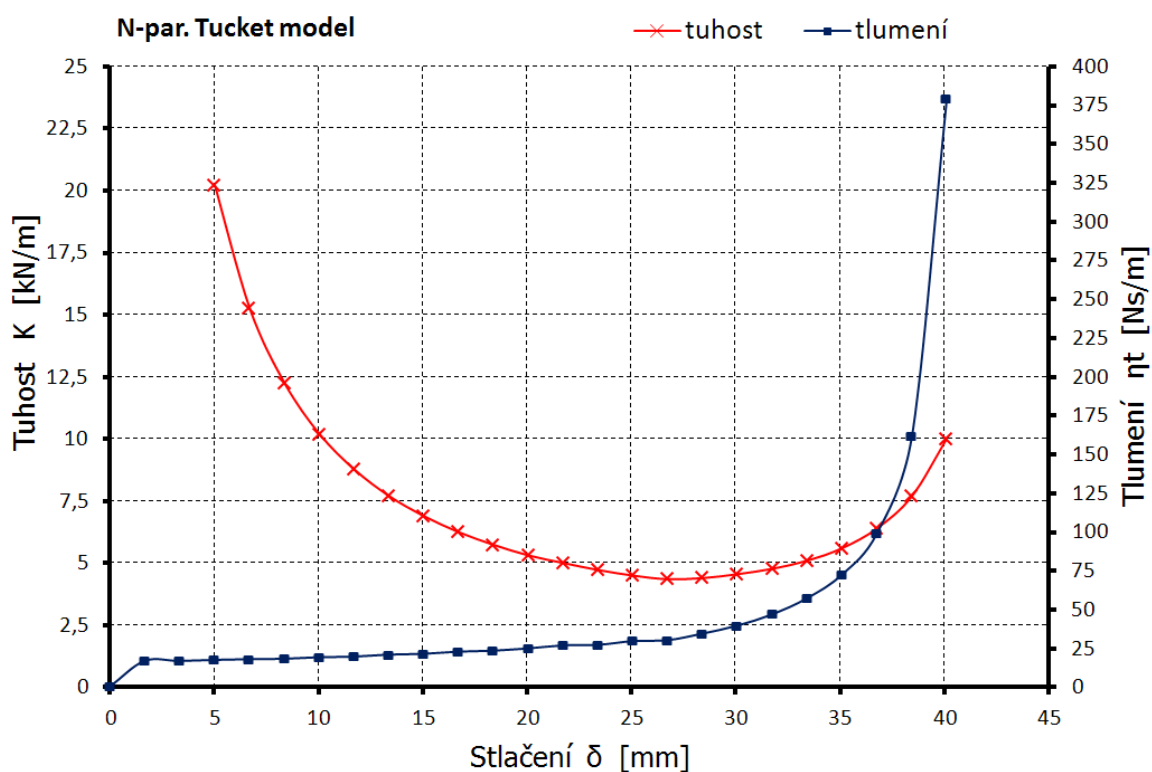
$$\Theta(t) = \frac{1}{E_0} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) + \sum_{i=1}^m \Theta(m) \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{t}{\tau}\right)^m} \right) \quad \text{pro } m < n, \tau_2 < t, \quad (4.1.17)$$

kde E_0 je počáteční modul pružnosti.

Výsledky n-parametrického Tucketova modelu vyjádřené jako závislost napětí na přetvoření znázorňuje obr. 4.1.9., kde průběhy jsou ve velmi dobré shodě s experimentem. Korelační koeficient porovnávající mezi zkoumanými průběhy má hodnotu $\sim 0,978$. Určitá rozdílnost je nejspíše dána tím, že reologický model nezahrnuje morfologii struktury, tedy že se stěny buněk ohýbají a od určité fáze stlačování se o sebe stěny třou. Podle matematických vztahů (4.1.14 a 4.1.15) lze následně stanovit také průběhy tuhostí a tlumení ve vzorku PU pěny (obr.4.1.10).



Obr. 4.1.9 Porovnání nelineárního průběhu závislosti napětí na přetvoření PU pěny: Experiment (plná čára), n-parametrický Tucketův model (tečkovaná čára)



Obr. 4.1.10 N-parametrický Tucketův model: vyjádření průběhu tuhosti a tlumení v závislosti na stlačení

4.1.3 Shrnutí analýzy vlastností vybraných vzorků PU pěny

Rozbory vlastností vybraných konstrukčních vzorků PU pěny stanovily, že testované vzorky mají nízkoprodyšný obal způsobený vypěněním struktury ve formě, vnitřní stavba je prodyšná. V závislosti na měrné hmotnosti ρ , která se pohybovala v rozmezí $47 - 51 \text{ kg.m}^{-3}$ se zvyšuje parametr objemového zaplnění Ψ (4.1.3), přičemž to také ovlivňuje střední velikost buněk struktury materiálu (Tab. 4.1.2). Buněčná struktura vzorku PU pěny ovlivňuje mechanické vlastnosti při stlačení, které se charakterizují počáteční tuhostí závislou na rychlosti deformace, ustálenou oblastí tzv. platem a konečným prudkým exponenciálním nárůstem síly.

Mechanické vlastnosti jsou tedy významně ovlivněny charakterem buněčné struktury a lze je shrnout do následujících bodů:

- deformace ε je funkcí nejen napětí σ , ale také času t a ve vyšetřované oblasti (do $95 \pm 3\%$ přetvoření) ji lze považovat za **vratnou**,
- deformace materiálu je **tlumena** vnitřními viskózními odpory tj. tlumením buněčné struktury η_{IPU} , a proto se nemůže realizovat okamžitě,
- čím rychleji má deformace nastat, tím intenzivněji se projevuje tlumící účinek viskozity materiálu, ale také viskozity vzduchu, který nemůže být vytlačen z buněčné struktury okamžitě a proto se projevuje počáteční výrazný **nárůst tuhosti** (Pozn. čím však bude stlačení pomalejší, tím bude počáteční tuhost menší \rightarrow bude se počáteční tuhost přibližovat chování tzv. plata),
- projevuje se **zotavení** (recovery - neschopnost okamžitého obnovení po deformaci) dané viskoelastickými vlastnostmi jenž je dáno hysterézí,
- projevuje se **relaxace** tj. pokles napětí v předejatém stavu $\sigma(t) \Big|_{\varepsilon=\text{konst.}} < \sigma(0)$,
- projevuje se **creep** tj. růst deformace za stálého konstantního napětí $\varepsilon(t) \Big|_{\sigma=\text{konst.}} > \varepsilon(0)$,
- matematicko-fyzikální popis mechanických vlastností PU pěny lze popsat konstitutivními vztahy a také pomocí **reologických modelů**, např. upraveným n-parametrickým Tuckertovým modelem podle něhož lze následně vyjádřit koeficient tuhosti a tlumení PU pěny,
- pro kvalitativní analýzu PU pěny při stlačení, resp. pro rozsáhlejší znalost mechanických vlastností, které nelze vhodně měřit ani matematicky popsat (rozložení hlavních napětí a přetvoření v jednotlivých směrech, kontaktní tlaky) je odpovídající sestavit **modelové simulace** mechanického chování v prostředí metody konečných prvků.

4.2 Analýza vlastností vybraných vzorků z nepolyuretanových materiálů

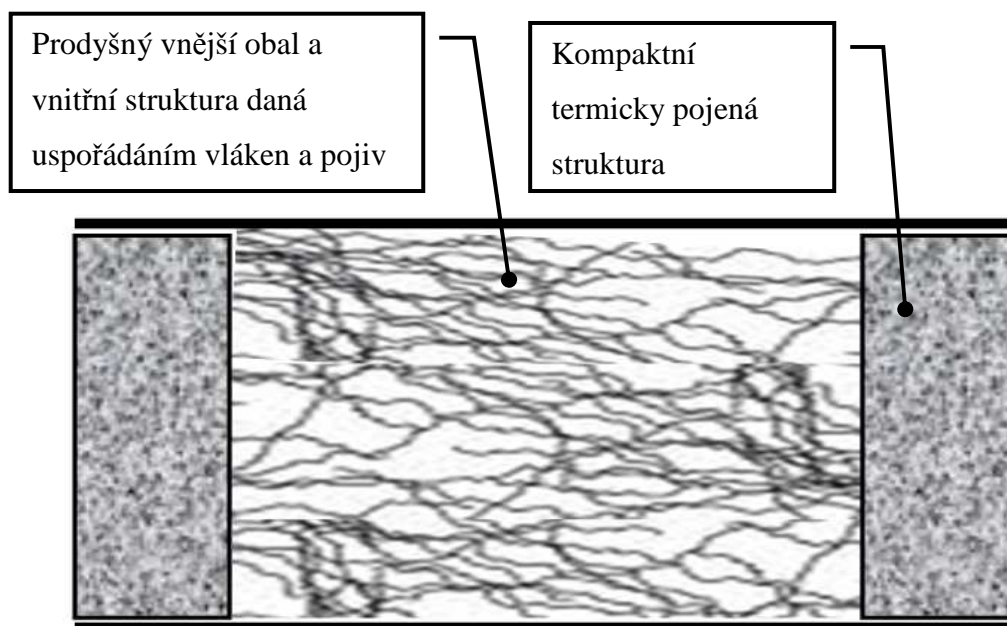
Nalezení konstrukčního alternativního nízkoenergetického nepolyuretanového materiálu, který by v porovnání s PU pěnou splňoval vybrané mechanické parametry a mohl být použitelný pro konstrukci komfortní výplně autosedačky není jednoduché (viz kap. 2). Je to dáno tím, že alternativní materiály musí mít odpovídající mechanické vlastnosti a to zejména do **50 % deformace**. Deformace musí být po odlehčení **vratná** a zotavení struktury se musí projevit v co nejkratší době, tj. materiál se po odlehčení $(\varepsilon(t))_{\sigma \rightarrow 0} \mapsto \varepsilon(0))$ vrátí do původního stavu před přetvořením. Tuhost struktury by neměla být tolik závislá na rychlosti deformace, tedy v ideálním případě by se vhodný alternativní materiál při počátečním stlačení měl chovat jako **vzorek PU pěny v 2. oblasti** (obr. 4.1.5), která je charakteristická tzv. platem. To by bylo velmi výhodné jak u statického a dynamického stlačení, tak zejména při vysokých rychlostech deformace (např. při prudkém nárazu), neboť síla by nestoupala pod tak výrazným sklonem jako u PU pěny v počáteční 1. oblasti. S odpovídajícím tlumením při vratné deformaci by takovýto materiál mohl být ideální jako materiál pro výplň komfortní vrstvy sedáku, opěráku, ale i hlavové opěrky jak je uvedeno v [17]. Další požadavky, jako jsou nízká poměrná hmotnost, odolnost vůči působícímu prostředí, teplotní odolnost, ošetrivost, tvarovatelnost a v neposlední řadě prodyšnost a minimální creep, však představují při hledání vhodné alternativy **komplexní problém**. Důležitou roli zde proto bude mít materiálová struktura a zejména morfologie struktury tj. její prostorové uspořádání. Vhodné prostorové uspořádání konstrukčního materiálu by mohla představovat nebuněčná materiálová struktura, která svojí celistvostí a spojením konstrukčních prvků vytvoří celistvý charakter.

Alternativní materiál lze nalézt z následujících možností řešení:

- stávající materiály, které by se vhodně do sedaček začleňovaly (textilní materiály, plastové a pryžové produkty, syntetická a elastická vlákna),
- recyklovatelné materiály živočišného a rostlinného původu (zvířecí chlupy, koňské žíně, ptáčí peří, vlasy, kokosové vlákna, sójové produkty, luštěniny, dužniny a stonky, mořské řasy, biodegradabilní materiály),
- nové materiály (vrstvené kompozitní materiály, vlákenné struktury, buněčné materiály, částicové kompozity doplněné přísadami pro synergické účinky kombinací struktur materiálů),
- nové recyklované materiály (recyklovaný odpad průmyslové nebo zemědělské výroby).

Alternativním materiálem výplně komfortní vrstvy (sedáku, opěráku a hlavové opěrky) za PU pěny mohou být proto **recyklované vlákenné materiály**, resp. vlákenné kompozitní struktury [24]. Prostorová stavba konstrukčních prvků vytvořených z vláken nemusí být významně závislá na rychlosti deformace, neboť lze předpokládat, že se při stlačování vzduch nebude výrazně držet ve struktuře, jak je to charakteristické u vzorků PU pěny. Je to dáno tím, že vlákenná struktura není dokonale meziprvkově propojena jako celistvá buněčná struktura, která se chová kompaktně. Problém však může nastat při relaxaci a creepu materiálu, neboť morfologie vlákenné struktury může být uspořádána

různými způsoby (různé větvení, nehomogenita, anizotropie) a tedy jinak se budou chovat struktury svisle a jinak kolmo kladených vláken. Vhodně zvolenou technologií výroby (termické pojení, lisování, atd.) lze vytvořit kompaktní nosný tvar výsledného materiálu (obr. 4.2.1), který může vzniknout z jedné vlákenné struktury nebo kombinací více vlákenných struktur (vzájemné mísení, propojování, vrstvení). Konstrukce takovéto struktury bude mít i odpovídající prodyšnost resp. poróznost ζ , kterou lze popsat podle vztahu (4.2.1). Vzduchové prostory v celistvé vlákenné struktuře (ovlivněno pojiv, stabilizátory, technologií výroby) nelze však s odpovídající přesností studovat ani měřit což znesnadňuje optimalizaci.



Obr. 4.2.1 Charakter struktury kompozitního vlákenného materiálu

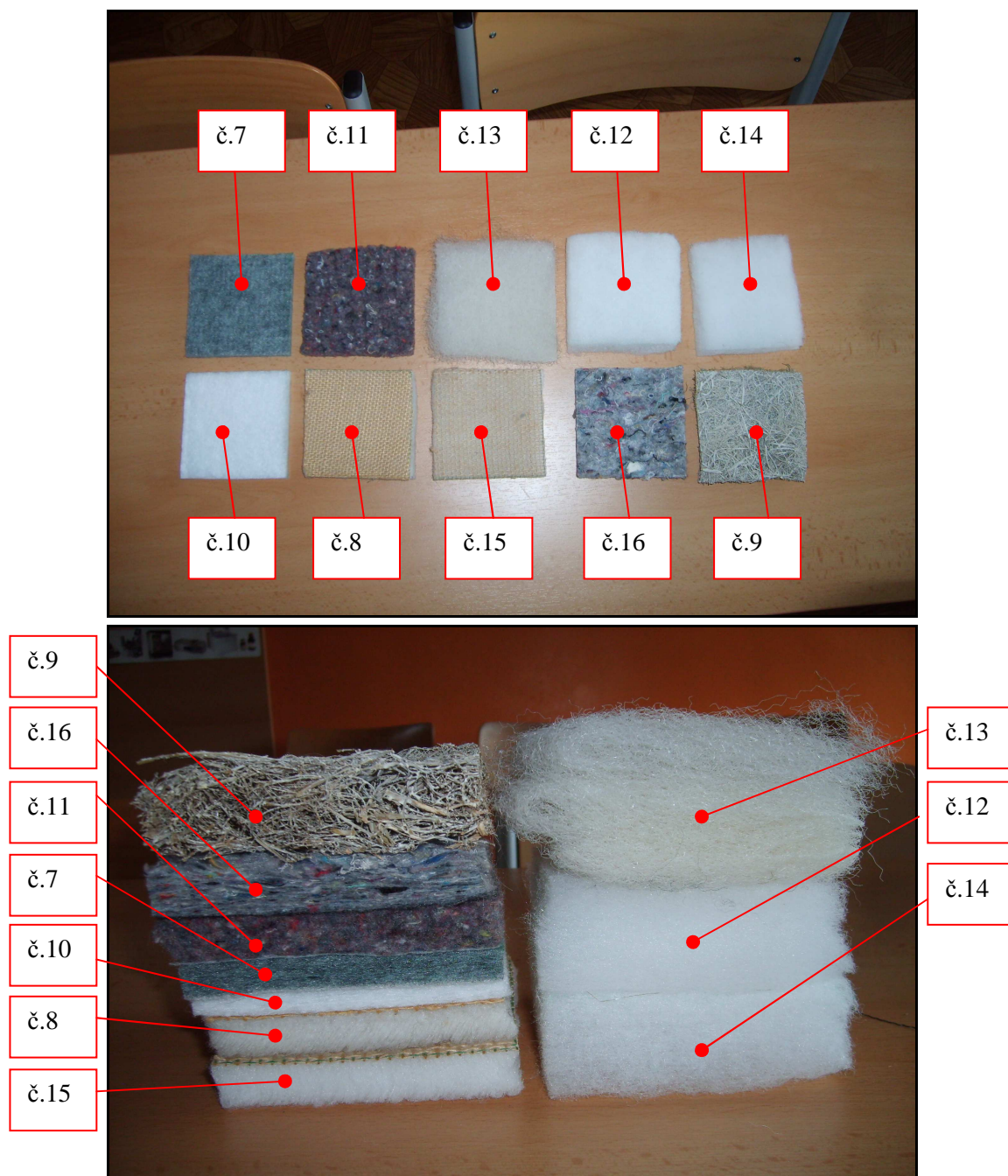
$$\zeta = \frac{V_C - V_v}{V_C} = 1 - \frac{V_v}{V_C}, \quad (4.2.1)$$

kde ζ je poróznost, V_C je celkový objem struktury včetně vzduchu, V_v je objem vláken.

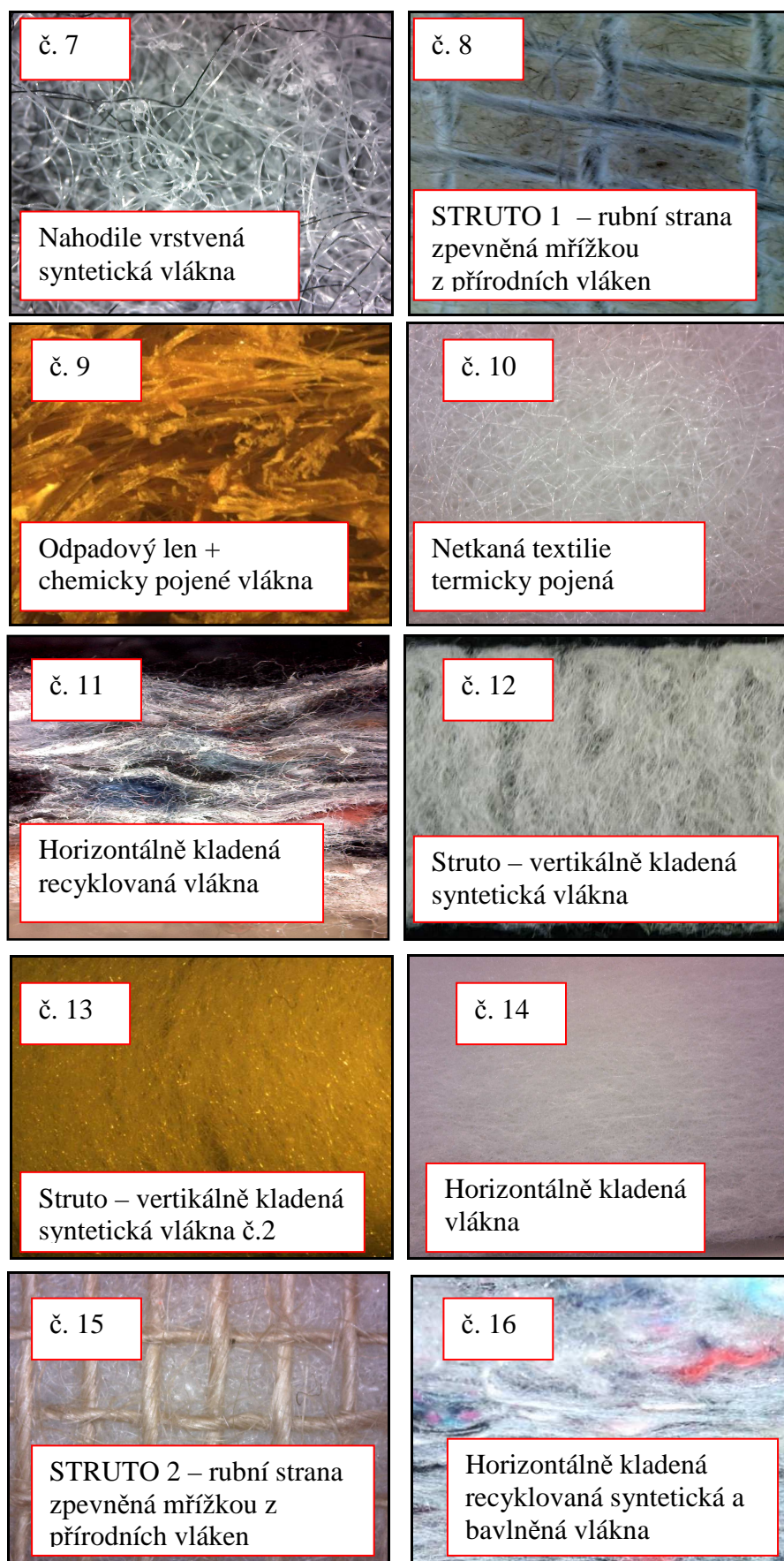
4.2.1 Charakteristika vybraných testovaných vzorků z nepolyuretanových materiálů

Mechanické, chemické a fyzikální vlastnosti vybraných konstrukčních struktur nepolyuretanových (NPU) materiálů jsou v porovnání s buněčnou strukturou dány vzájemným uspořádáním použitých konstrukčních prvků, tedy použitým druhem konstrukčního materiálu i druhem vazeb mezi těmito prvky. Vybrané parametry jako je tlumení, tuhost, relaxace, či zotavení není jednoduché splnit, neboť ovlivňování a optimalizace některých parametrů může výrazně přinést zhoršení jiných parametrů. Důležitým faktorem se proto stává ovlivňování mechanických vlastností a soudržnosti vhodnými typy technologických příměsí, pojiv, či dalších vazebních prvků, které danou strukturu spojují a dotvarují ve výslednou kompozitní strukturu. Tím můžeme ovlivňovat měrnou hmotnost, poddajnost a viskoelastické vlastnosti. Takováto struktura může být buď jednoho druhu, nebo může vzniknout kombinací více druhů struktur (anizotropní či kvazi-

izotropní částicový kompozit), přičemž každá vzniká odlišnou technologií výroby – válcováním, lisováním, impregnací, povrstvováním, zátěrováním atd. Při hledání alternativního konstrukčního materiálu byly postupně vybrány a sestavovány vzorky materiálů, které byly označeny číslem 7 - 16 (obr. 4.2.2). Vzorky svými mechanickými vlastnostmi více či méně splňovaly žádané materiálové vlastnosti. Makroskopické zobrazení struktury testovaných vzorků je uvedeno na obrázcích 4.2.3.



Obr. 4.2.2 Vybrané vzorky testovaných nepolyuretanových materiálů (nahore), skladba vybraných vzorků nepolyuretanových materiálů v řezu (dole)



Obr. 4.2.3 Makroskopické zobrazení rozložení vláken ve vzorcích NPU materiálů

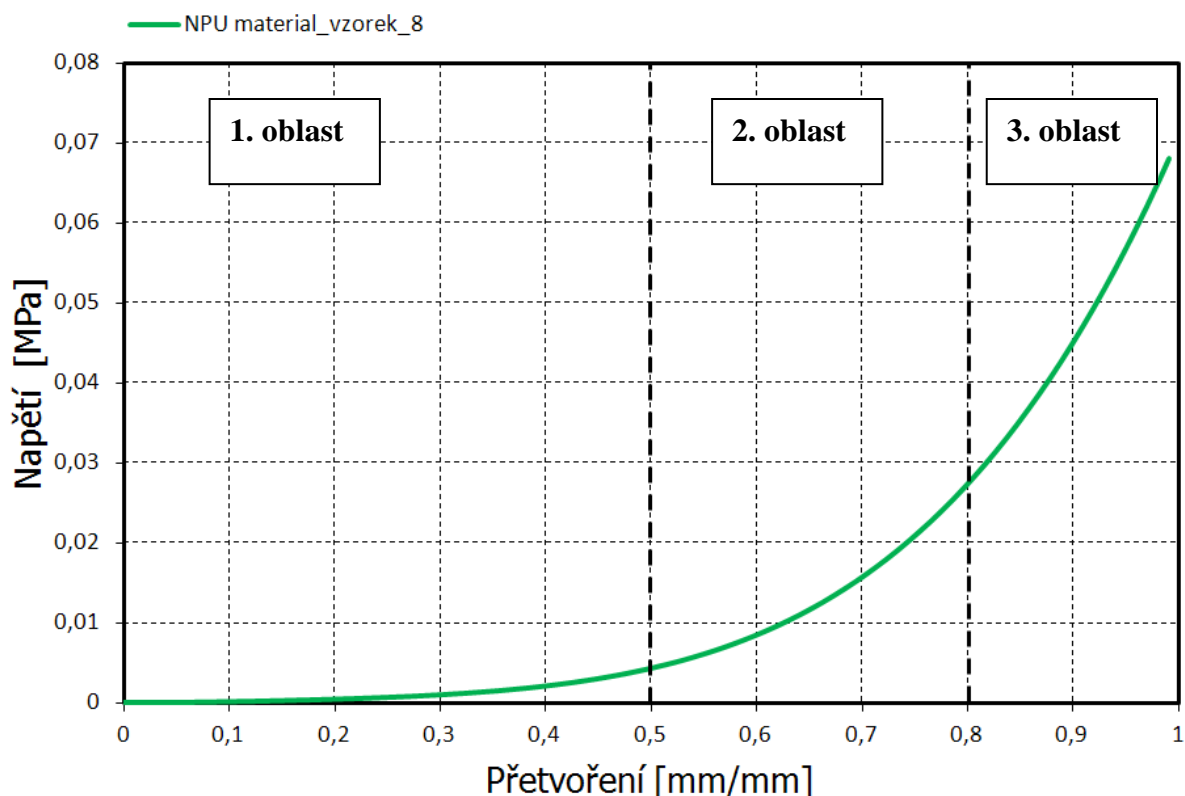
Strukturní rozbory analyzovaných vzorků NPU materiálů o rozměrech $100 \times 100 \times 40 \pm 3$ mm, které byly použity při studii a měření jsou uvedeny v tab. 4.2.1. Objem vzduchu dosahoval v analyzovaných vzorcích $95,5 - 99 \pm 0,16\%$, přičemž hodnota porózy ζ se pohybovala v rozsahu $0,95 - 0,99$. Je to dáno měrnou hmotností vybraných vzorků, která se pohybovala v rozmezí $43,1 - 68,43 \text{ kg.m}^{-3}$. V porovnání s PU pěnou je měrná hmotnost vybraných vzorků NPU materiálů ρ_{NPU} přibližně stejná, výrazný rozdíl je, ale v plošné hmotnosti (ta ovlivňuje zejména rozložení kontaktního tlaku), kde NPU materiály mají u některých vzorků až 2x menší hodnotu.

Tab. 4.2.1 Rozbor vybraných testovaných vzorků NPU materiálů

Vzorek NPU	Měrná hmotnost $[\text{kg.m}^{-3}]$	GSM (Plošná hmotnost) $[\text{g.m}^{-2}]$	Objem vzduchu [%]	Porózyta ζ [-]
č.7	50,43	914,50	96,34	0,96
č.8	43,17	405,80	96,91	0,97
č.9	67,07	1073,10	95,53	0,96
č.10	68,43	1218,10	95,11	0,95
č.11	46,29	773	97,11	0,97
č.12	46,51	544,20	97,09	0,97
č.13	11,71	447,50	99,16	0,99
č.14	32,50	1170	97,83	0,98
č.15	46,72	943,70	96,66	0,96
č.16	46,51	544,20	97,09	0,97

4.2.2 Matematicko-fyzikální popis mechanických vlastností vzorků vybraných nepolyuretanových materiálů

Mechanické vlastnosti vybraných vzorků NPU materiálů pro konstrukci výplně komfortní vrstvy sedáku, mají při stlačování podobné viskoelastické chování jako vybrané vzorky z PU pěny. Ve vybraných vzorcích z vlákenné struktury, která spolu s pojivem tvoří kompozitní strukturu, dochází při stlačování k složitému procesu vedoucímu k různým formám přeměny energie mezi vlákny – pojivem – technologickými příměsemi. V důsledku stlačování dochází k strukturálním změnám, které mají vliv na relaxaci materiálu. Chování vlákenných materiálů lze proto velmi složitě matematicky popisovat. Vybrané NPU vzorky mají při stlačení rozdílný průběh v porovnání se vzorky PU pěny především v tom, že nemají tak výraznou počáteční tuhost. Průběh při stlačení je jinak obdobný jako u vzorků PU pěny v 2 a 3 oblasti. Nelineární chování vybraných vzorků NPU materiálů je charakterizované třemi oblastmi – 1. *pozvolným průběhem nárůstu absolutního napětí v závislosti na přetvoření, připomínající průběh tzv. plata v 2.oblasti u vzorku PU pěny*, 2. *zvyšující se tuhost vlákenné struktury* a 3. *konečné výrazné ztuhnutí vlákenné struktury (struktura se může trvale plasticky porušovat)*. Charakteristický průběh napětí v závislosti na přetvoření vybraného NPU vzorku je znázorněn na obr. 4.2.4.



Obr. 4.2.4 Nelineární průběh vybraného vzorku NPU materiálu v závislosti napětí na přetvoření

Grafický průběh znázorněný na obr. 4.2.4 charakterizuje nelineární závislost napětí na přetvoření získaný při experimentálním měření vzorku NPU materiálu č. 9 (tab. 4.2.1). Vzorek č. 9 měl charakteristickou **oblast 1** – trvající do $50 \pm 2\%$ deformace, která byla dána elastickým téměř lineárním průběhem s pozvolným nástupem napětí způsobeným minimálním tuhnutím vlákenné kompozitní struktury (ještě nedochází k tak výraznému kontaktu mezi vlákny), kde sklon křivky je malý a zároveň nezávislý na rychlosti deformace. **Oblast 2** – lze stanovit pro rozmezí $50 - 80 \pm 5\%$ deformace, kde se projevuje nastupující exponenciální průběh zvyšujícího se napětí znamenající počáteční restrukturalizaci (přestavbu) struktury (zvyšující se počet kontaktů mezi vlákny). V **3. oblasti** – přibližně od 80 až do $95 \pm 3\%$ deformace se struktura začíná plasticky přetvářet resp. vnitřní struktura se v některých vláknech plasticky přetváří a porušuje.

Již v roce 1946 publikoval van Wyk [78] teorii mechanického stlačování vlákenného materiálu v uzavřeném (dokonale) tuhém boxu, přičemž při sestavení modelu vycházel z teorie kontaktů, které vznikají mezi vlákny stlačováním struktury. Problém řešil prostřednictvím teorie ohybu nosníku s mnoha podporami, neboť počet kontaktů resp. kontaktních míst mezi vlákny se stlačováním struktury zvyšuje a narůstá napětí resp. tlak p_k potřebný k vertikálnímu stlačení struktury, což vyjadřuje vztah (4.2.2) vztažený k velikosti zaplnění $\mu^{(4.3)}$. Van Wykovu teorii prohlubuje Neckář [25] a [79], protože při velkých hodnotách zaplnění vztah (4.2.2) nelze použít, neboť matematické vyjádření překračuje meze maximálního zaplnění ($\mu_{max} > 1$), což je nemožné. Autor vychází ze základního principu zákona zachování hmoty, že vše lze stlačovat jen do maximální hodnoty objemu, a proto upravuje vztah (4.2.2) o charakter nestlačitelných oblastí vlastní teorií tzv. teorií granulí, kterou lze zamezit vznik nekonečna kontaktů $^{(4.4)}$. To lze následně

vyjádřit vztahem (4.2.3). Rozdílnost vztahů (4.2.2 a 4.2.3) pro vysoké hodnoty zaplnění $\mu_{max} \rightarrow 1$ je znázorněná na obr. 4.2.5. Pro nízké hodnoty zaplnění ($\mu \leq 0,3$), což je v toleranci s vybranými vzorky z NPU materiálů (ty mají hodnoty zaplnění maximálně do hodnoty $\mu \leq 0,1$) jsou oba vztahy velmi dobře použitelné a jejich průběhy jsou téměř totožné. Také korespondují s experimentálním měřením, kde korelační koeficient porovnávací mezi zkoumanými průběhy má hodnotu $0,95 \pm 0,7$ jak znázorňuje obr. 4.2.6.

$$p_k = k_p \cdot \mu^3; p = k_p \cdot \frac{V_V^3}{V_C^3}, \quad (4.2.2)$$

$$p_k = k_p \cdot \frac{V_V^3}{(V_C - W_C)^3}, \quad (4.2.3)$$

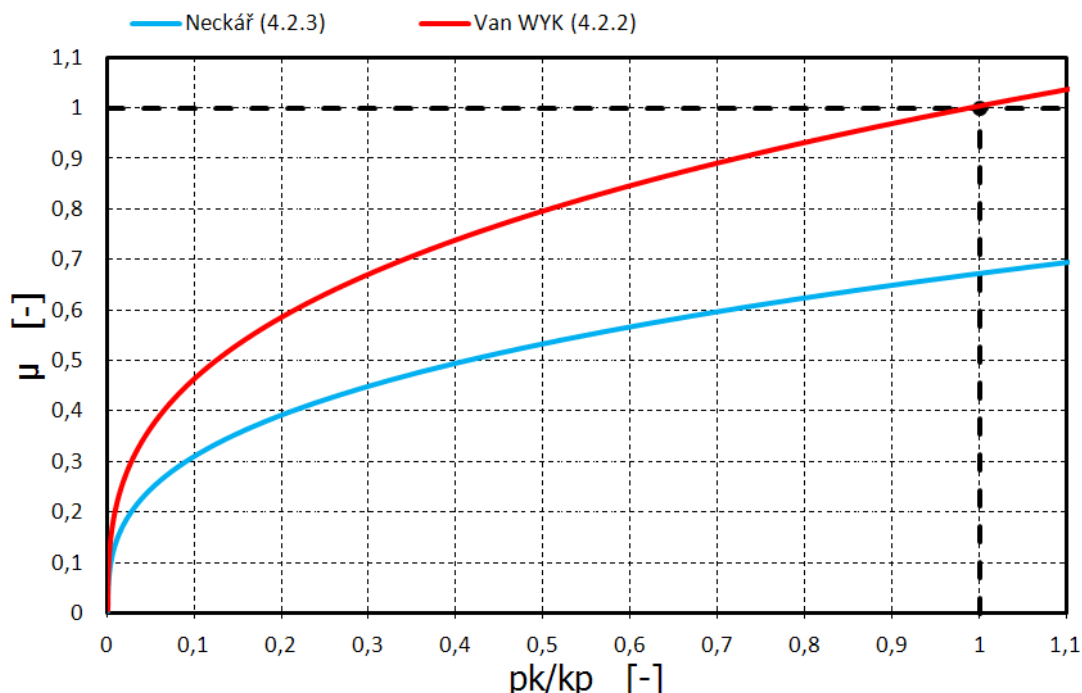
kde p_k je tlak při stlačení, k_p je souhrnný materiálový parametr, vycházející z geometrických a materiálových vlastností vláken [25] a je dán vztahem (4.2.4), W_C je celkový objem nestlačitelných granulí, přičemž platí $W_C \leq V_C$.

$$k_p = \frac{2 \cdot C \cdot k_f \cdot y_0^2}{h_0^3 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot k_\delta \cdot \mu_0}, \quad (4.2.4)$$

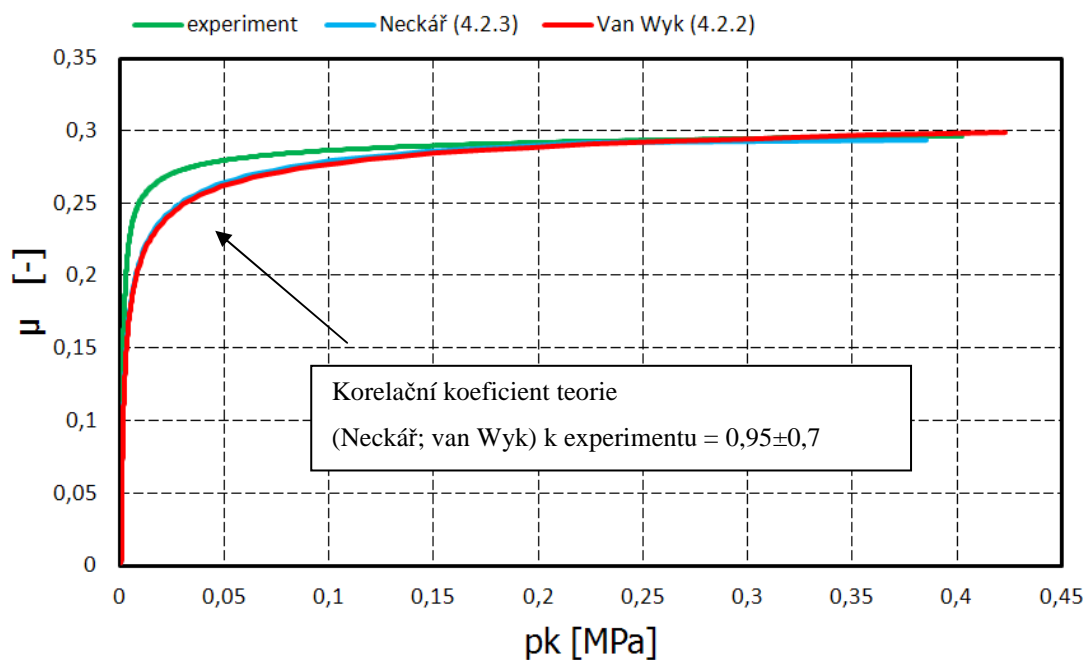
kde C je konstanta energetické úměrnosti $C \geq 1$, k_f je parametr vlivu modulu pružnosti a momentu setrvačnosti průřezu vlákna ($k_f = F_V \cdot h^3 / y_\delta$), F_V je kontaktní síla působící na část vlákna č.1 od vlákna č.2, h je okamžitý délkový rozměr dalšího mezivláknenného kontaktu k působící síle F_V , y_δ je okamžité vertikální stlačení 1 vlákna od síly F_V , y_0 je počáteční délka před stlačením, d je průměr vlákna, μ_0 je počáteční zaplnění struktury, h_0 je počáteční délkový rozměr dalšího mezivláknenného kontaktu, k_δ je parametr materiálu vlákna (vliv průhybu a zaplnění)

(4.3) Velikost zaplnění μ vyjadřuje poměr mezi objemem všech vláken V_V a objemem celkové struktury V_C (včetně dalších vlivů např. vzduchu), přičemž $\mu \leq 1 \Big|_{\max \lim \mu \rightarrow 1}$, protože ve skutečnosti nelze do nekonečna stlačovat žádný objem resp. hmotu, neboť již samotné jedno vlákno má nestlačitelný objem.

(4.4) Neckář v teorii granulí zavádí „reálnou“ úvahu, že v těsném okolí jednoho kontaktu nemůže vzniknout další kontakt, tedy kontakty se nebudou do nekonečna vytvářet, neboť to v případě van Wykovi teorie vede k tomu, že by se vlákna vzájemně prostupovala, přičemž kontakt může vzniknout jen mezi 2 vlákny [25].



Obr. 4.2.5 Porovnání teorií podle vztahu 4.2.2 a 4.2.3: Závislost zaplnění μ na parametru p_k / k_p pro maximální stlačení vláknenné struktury v tuhém boxu



Obr. 4.2.6 Porovnání experimentu a teorií podle vztahu 4.2.2 a 4.2.3: Závislost zaplnění μ na kompresním tlaku p_k do hodnoty zaplnění $\mu = 0,3$

Uvedené matematické vztahy (4.2.2 a 4.2.3) jsou dobře použitelné pro posuzování vybraných konstrukčních materiálů z vláknenné struktury (obr. 4.2.6). Podle nich můžeme vycházet pro stanovení absolutní hodnoty deformační energie $E(\mu)$ či deformační práce $W(\mu)$, kterou je potřeba vynaložit ke stlačení takovéto struktury. Vláknenný kompozitní materiál, který bude vybrán pro konstrukci výplně komfortní vrstvy sedáku funkčního

modelu automobilové sedačky s nepolyuretanovým materiálem se však při zatížení lidským tělem/zátěží bude deformovat do všech hlavních směrů souřadného systému X_i , kde $i=1,...,3 \equiv X,Y,Z$ resp. bude do jednotlivých směrů při stlačení reorganizovat (přestavovat) strukturu. Vhodné je proto pro odpovídající popis a také při sestavování výpočetního modelu v MKP (pro posuzování vlastností, které nelze měřit) sestavit takový model, který se bude chovat jako kontinuum, ale přitom bude respektovat strukturu vytvořenou z vláken. Tento výchozí předpoklad lze zavést, neboť již lisovaná vláknenná struktura tvoří v podstatě kompaktní celek. V modelu zavedeme, že deformační energii potřebnou ke stlačení vláknenné struktury $E(\mu)$ lze popsat jako funkci tenzoru deformace ε_i a lze tedy zavést, že $E(\mu) = E_\mu(\varepsilon_i)$. Vláknenné struktury nejsou konzervativní, tj. při stlačování závisí na charakteru deformace z výchozího do konečného stavu, lze však podle [26] uvažovat, že elementární přírůstek práce dW vyložený na stlačení vláknenné struktury je přímo úměrný elementárnímu přírůstku deformační energie $dE(\mu)$ podle vztahu (4.2.5), kde elementární přírůstek energie je totálním diferenciálem funkce $E(\mu) = E_\mu(\varepsilon_i)$, což lze popsat Einsteinovou sumační konvencí podle vztahu (4.2.6). Deformaci do jednotlivých směrů ε_i je možno dále pro vláknennou strukturu rozepsat pomocí zaplnění μ podle vztahu (4.2.7). Z toho pak lze získat derivaci změnu (přestavbu) zaplnění v závislosti na deformaci ε_i (4.2.6).

$$dW(\mu) = CdE(\mu) \text{ pro } C \geq 1, \quad (4.2.5)$$

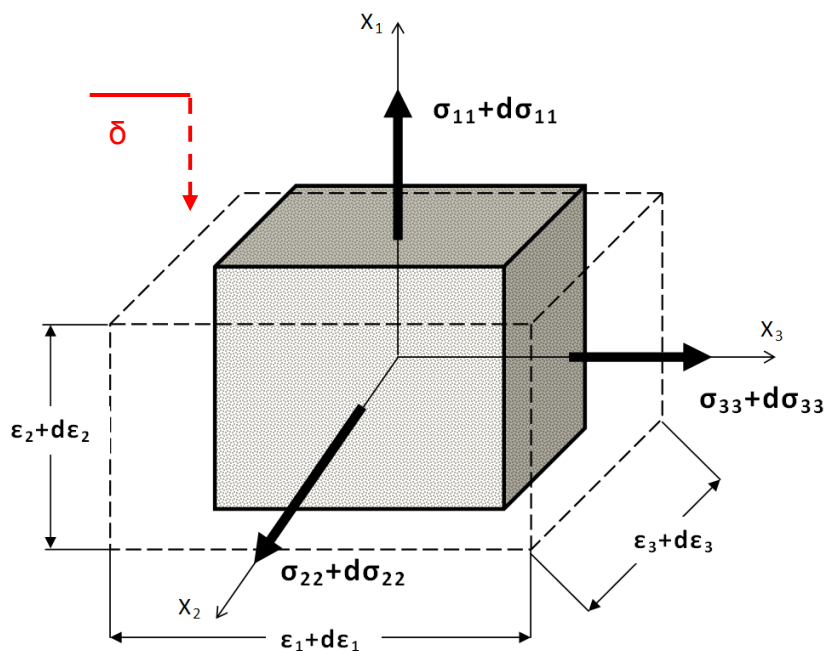
$$dE = \frac{\partial E}{\partial \varepsilon_i} d\varepsilon_i \text{ pro } i=1,...,3, \quad (4.2.6)$$

$$\mu = \frac{V_v}{V_c} = \frac{V_v}{(1+\varepsilon_i)(1+\varepsilon_j)(1+\varepsilon_k)} = \frac{\mu_0}{(1+\varepsilon_i)(1+\varepsilon_j)(1+\varepsilon_k)}, \quad (4.2.7)$$

$$\frac{\partial \mu}{\partial \varepsilon_i} = \frac{\partial}{\partial \varepsilon_i} \left[\frac{\mu_0}{(1+\varepsilon_i)(1+\varepsilon_j)(1+\varepsilon_k)} \right] = \frac{-\mu_0}{(1+\varepsilon_i)^2(1+\varepsilon_j)(1+\varepsilon_k)}, \quad (4.2.8)$$

kde $W(\mu)$ je deformační práce ($W(\mu) = \int \sigma d\varepsilon$), C je konstanta úměrnosti, $\varepsilon_{i,j,k}$ vyjadřuje deformace do hlavních směrů protažení, μ_0 je počáteční zaplnění tj. $\mu_0 = V_v$.

Při deformaci klade struktura odpor proti stlačení popsatelný rozložením tenzoru Cauchyho (skutečného) napětí σ_{ii} vztaženého na plochy ve zdeformovaném kontinuu, jenž dobře popisuje např. Okrouhlík a kol. [80]. To znázorňuje obr. 4.2.7, který vyjadřuje, že výchozí konfigurace elementární krychle kontinua, kde $\varepsilon_i = 0|_{t=t_0}$ se při zvyšování deformace přetvoří do deformovaného tvaru $\varepsilon_i \neq 0|_{t>t_0}$. Pomocí Cauchyho napětí σ_{ii} lze vztah (4.2.5) následně vyjádřit součtem příspěvků do hlavních směrů deformace, což je dáno (4.2.9). Celkové napětí σ_{HMH} popsané von Misesovou hypotézou (4.2.10) vycházející z normálových složek Cauchyho napětí σ_{ii} pak v podstatě vyjadřuje kompresní tlak p_k definovaný vztahy (4.2.2 a 4.2.3).



Obr. 4.2.7 Elementární kontinuum stlačované vlákenné struktury

$$\sum_{i=1}^3 \sigma_{ii} d\varepsilon_i = C \sum_{i=1}^3 \frac{\partial E}{\partial \varepsilon_i} d\varepsilon_i, \quad (4.2.9)$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{11} - \sigma_{33})^2]}. \quad (4.2.10)$$

kde σ_{HMH} je celkové (redukované) napětí podle hypotézy HMH (Huber, von Mises, Hencky), $\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}$ jsou Cauchyho napětí do hlavních směrů základního souřadného systému X_i podle obr. 4.2.8.

4.2.3 Shrnutí analýzy vlastností vybraných vzorků z nepolyuretanových materiálů

Rozbory vlastností vybraných konstrukčních vzorků NPU materiálů ukázaly, že na rozdíl od vzorků PU pěny mají prodyšný obal. Protože vznikající struktura není tak významně ovlivněna prostředím, na jehož rozhraní vzniká. Měrná hmotnost vybraných vzorků se pohybovala v rozmezí $43,1 - 68,43 \text{ kg.m}^{-3}$, což je řádově podobné jako je průměrná hodnota vzorků PU pěny, která činila 49 kg.m^{-3} . Vlákenná struktura vzorku NPU materiálů ovlivňuje mechanické vlastnosti při stlačení, které se charakterizují pozvolným nárůstem tuhosti bez výrazného počátečního nárůstu, který je u PU materiálů navíc závislý na rychlosti deformace.

Mechanické vlastnosti jsou ovlivněny skladbou vláken, tj. zda jsou uspořádány kolmo, vertikálně či horizontálně, či nahodile (isotropně) a lze je shrnout do následujících bodů:

- deformace ε je funkcí především napětí σ , a méně významně také času t a ve vyšetřované oblasti (do $80 \pm 3\%$ přetvoření) ji lze považovat za **vratnou**,
- deformace materiálu je **tlumena** reorganizací struktury, tj. deformací jednotlivých vláken a také vznikem velkého množství kontaktů mezi vlákny, které se mezi vlákny tvoří při stlačení, a způsobují výraznou disipaci energie, přičemž se deformace může realizovat okamžitě,
- čím rychleji má deformace nastat, tím intenzivněji se projevuje tlumící účinek vzniklých kontaktů, ale nezvyšuje se významně účinek proudícího vzduchu, protože se vytlačí z vlákenné struktury okamžitě, a proto se neprojevuje počáteční výrazný **nárůst tuhosti na rychlosti deformace** v porovnání se vzorkem PU pěny,
- projevuje se **zotavení** podobně jako u vzorku PU pěny,
- projevuje se **relaxace**, tj. pokles napětí v předepjatém stavu $\sigma(t)|_{\varepsilon=\text{konst.}} < \sigma(0)$,
- projevuje se **creep**, tj. růst deformace za stálého konstantního napětí $\varepsilon(t)|_{\sigma=\text{konst.}} > \varepsilon(0)$, může být i výraznější než u vzorků PU pěny,
- pro kvalitativní analýzu vybraných NPU materiálů při stlačení, resp. pro rozsáhlejší popis mechanických vlastností, které nelze vhodně měřit ani matematicky popsat (rozložení hlavních napětí a přetvoření v jednotlivých směrech, kontaktní tlaky) je vhodné sestavit odpovídající **modelové simulace vycházející z přetvoření kontinua** a to v relaci změny deformační práce.

4.3 Závěr kapitoly

Kapitola 4 se věnovala analýzám a matematicko-fyzikálnímu popisu mechanického chování vybraných vzorků PU pěny (kap. 4.1) a NPU materiálů (kap. 4.2). Shrnutí rozborů (viz kap. 4.1.3 a kap. 4.2.3) pomohlo charakterizovat a porovnat vybrané NPU materiály s PU pěnou, a vybrat materiály s odpovídajícími vlastnostmi, které byly dále vyhodnocovány měřením podle definovaných metodik.

Kapitola 5

Stanovení mechanických vlastností vzorků vybraných materiálů pro výplně komfortní vrstvy autosedačky

V této kapitole byla sestavena a realizována měření vybraných vzorků PU pěny a vybraných NPU materiálů pro vzájemné porovnání. Experimenty byly provedeny na testovacích vzorcích, přičemž se posuzovaly statické a dynamické vlastnosti a také relaxace napětí materiálu. Pro získání ucelených výsledků byly dále vytvořeny modelové simulace v prostředí MKP pro studium a porovnání rozložení deformace ve vybraném vzorku materiálu. Prostřednictvím simulací byly stanoveny průběhy hlavních napětí v zatíženém materiálu a také rozložení kontaktního tlaku.

5.1 Měření mechanických vlastností zkušebních vzorků

Mechanické vlastnosti vybraných materiálových vzorků PU pěny a vybraných NPU materiálů jsou výrazně nelineární, jak již bylo uvedeno dříve (viz kap. 4). Zejména vzorky PU pěny vykazují napětí závislé na rychlosti deformace, kdy dochází ke změně tuhosti. Tuhost vzorku K lze experimentálně stanovit jako směrnicí působící síly v závislosti na stlačení, resp. deformaci, přičemž nejvýznamnější je v počáteční fázi, tedy v oblasti č.1 (obr. 4.1.5, kap.4). Tlumení materiálové struktury η_t je mechanická veličina, která je obtížně měřitelná, lze ji přibližně stanovit např. z velikosti disipované energie dané rozdílem energií mezi stlačovací a odlehčovací křivkou, ale je třeba si uvědomit, že získané hodnoty se budou lišit v závislosti na rychlosti deformace a také s geometrií zatěžovacího tělesa. Obecně platí, že jak PU pěna, tak zejména NPU materiály se stejnou hustotou nemají stejnou tuhost ani poddajnost. Následně u kompletních sedaček nebo navrhnutých funkčních modelů jsou porovnávacím parametrem zejména kontaktní tlaky zatížené sedačky a také přenosové charakteristiky, které určí hodnotu rezonanční frekvence. Přístupů a možných metodik měření popisujících mechanické vlastnosti vzorků vybraných materiálů je mnoho, ale nejsou normované. Proto bylo navrženo a realizováno měření vlastností při statickém a dynamickém stlačování podle vlastní metodiky měření. Na vzorcích PU pěny a NPU materiálu vedoucí k návrhu výplně komfortní vrstvy byly měřeny jen ty mechanické parametry, podle kterých lze porovnat a vybrat použitelný materiál pro konstrukci výplně komfortní vrstvy sedáku.

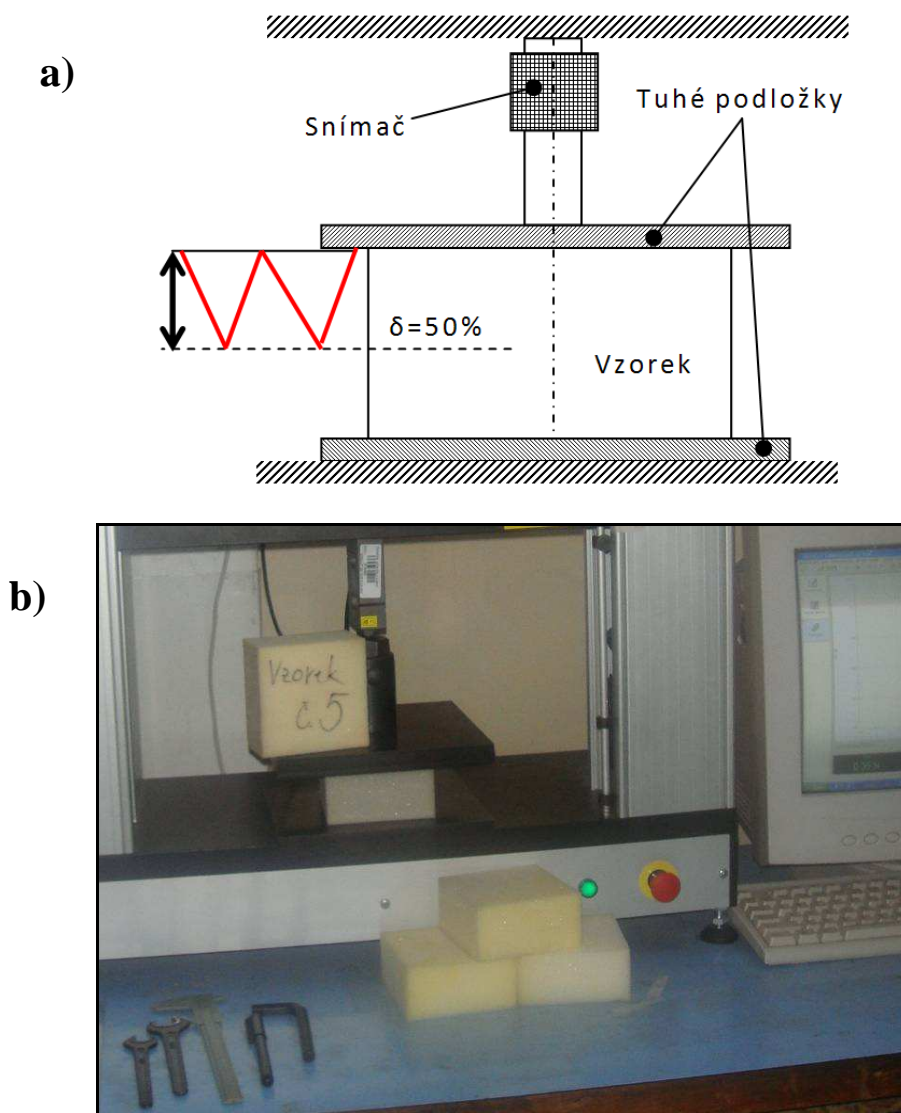
5.2 Měření vlastností vybraných materiálových vzorků při statickém stlačování

Pro získání mechanických vlastností při statickém, resp. kvazi-statickém stlačování vybraných materiálů byla provedena měření na vzorcích stlačovaných tuhou ocelovou deskou o rozměrech 200x200x50 mm, přičemž zkušební vzorek o plošných rozměrech 100x100mm byl umístěn na tuhé podložce. Sledované vlastnosti z těchto měření lze shrnout v následujících bodech:

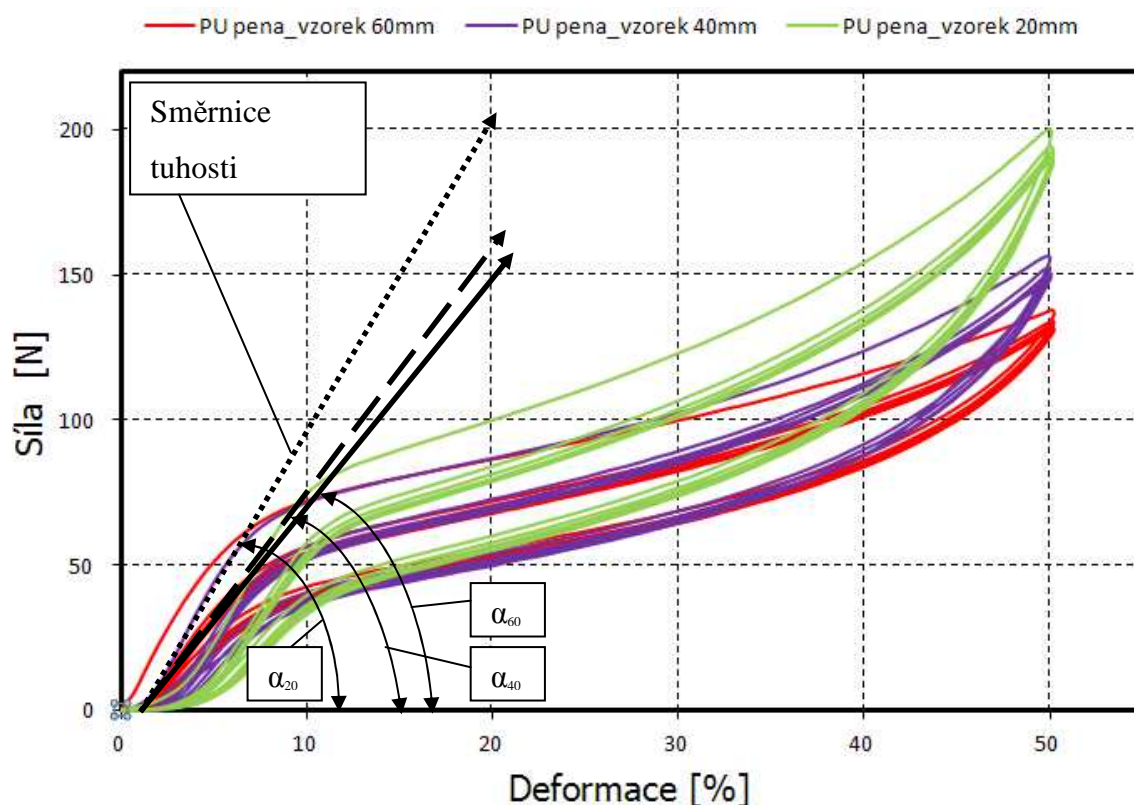
- stanovení mechanických vlastností vzorků PU pěny při statickém stlačování,
- stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků z NPU materiálů při statickém stlačování.

5.2.1 Stanovení mechanických vlastností vzorků PU pěny při statickém stlačování

Vzorky PU pěny mění se změnou tloušťky mechanické vlastnosti, které se projevují zejména změnou tuhosti a tlumení. Pro porovnání, jak významně mění své vlastnosti vzorky PU pěny byl proveden experiment (obr. 5.2.1) se vzorkem č.3 (tab.4.1.2, kap.4) s tloušťkou 60,40 a 20 mm na testovacím zařízení s označením *Labortech 2.050* (univerzální zkušební stroj pro kompresní a tahové zkoušky). Snímač síly s hodnotou zatížitelnosti do 1 KN byl umístěn na posuvném příčniku měřicího zařízení. Měření bylo provedeno do stlačení testovacího vzorku do hodnoty deformace 50% ^(5.1). Rychlost zatěžování byla nastavena na hodnotu 60 mm.min⁻¹. Po dosažení požadované deformace dochází k úplnému odlehčení a tento cyklus se následně ještě čtyřikrát opakuje (jedná se o vstupní trojúhelníkový signál). Během zkoušky je zaznamenávána velikost síly v závislosti na stlačení. Výsledné závislosti vzorků PU pěny pro vybrané tloušťky jsou uvedeny na obr. 5.2.2.



Obr. 5.2.1 Stanovení mechanických vlastností vzorků PU pěny při statickém stlačování: a) schematické uspořádání měření, b) realizace měření

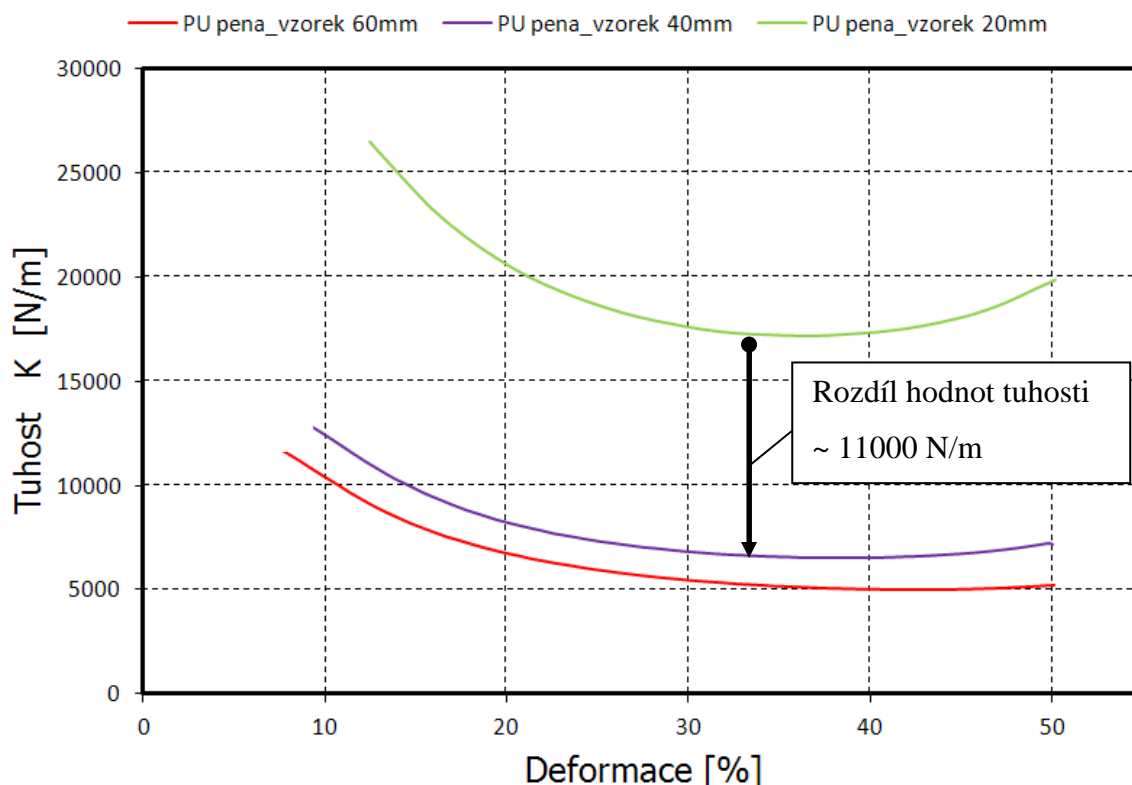


Obr. 5.2.2 Výsledné průběhy závislosti síly na deformaci vzorků PU pěny s rozměry 100x100x60,40 a 20 mm při cyklickém stlačování

Výsledné závislosti vzorků PU pěny o rozdílných tloušťkách potvrdily, že se zmenšující se tloušťkou roste síla potřebná ke stlačení vzorku na požadovanou deformaci. Dále je patrné, že při cyklickém stlačování se při odlehčení vytváří hysterezní křivka a u jednotlivých vzorků se projevuje mezi prvním a druhým cyklem úbytek síly (relaxace materiálu). Porovnáním tuhosti vzorků při 5 cyklu, což znázorňuje obr. 5.2.3 je tuhost u vzorků o tloušťkách 60 a 40 mm mezi hodnotou deformace 30 - 50% rozdílná přibližně o 20% tj. zhruba o 2000 N/m, přičemž hodnota nejvyšší dosažené síly byla při 50% deformaci jen o 30 N větší u vzorku s tloušťkou 40mm. Vzorek s tloušťkou 20 mm vykazoval nárůst síly 80 N ve srovnání se vzorkem tloušťky 60 mm a nárůst síly 50 N v porovnání se vzorkem s tloušťkou 40 mm. Vzorku s tloušťkou 20 mm se však zvýšila tuhost v porovnání se vzorky tloušťky 40 a 60 mm a to přibližně o 11000 N/m. Platí zde nerovnost $\alpha_{60} < \alpha_{40} < \alpha_{20}$, která popisuje směrnici počáteční tuhosti buněčné struktury dané tloušťky. Z výsledků plyne, že cílené snižování tloušťky PU pěny (idea nových konstrukcí sedáku a opěráků) není pro kvalitu sezení přínosné. Zejména to není vhodné z bezpečnostních důvodů (např. lze uvést konstrukci v současnosti vyráběných hlavových opěrek, kde konstrukci komfortní výplně tvoří PU pěny i o tloušťce nižší než 20 mm, což

^(5.1) V průběhu měření a analýz byly porovnávány i jiné deformace např. 25, 50, 65, 100%, neboť tloušťka je významným parametrem ovlivnění tuhosti a tlumení struktury. Pro měření vzorků neexistují závazné normy, jedná se jen o vnitropodnikové normy, jenž mají jednotlivé automobilky rozdílné. Za normu lze považovat např. DIN 54 305 [81], která se využívá pro posuzování kvazi-statických vlastností vlákněných struktur, PU pěn a dalších textilií.

při vysoké rychlosti deformace vede k výraznému tuhnutí struktury [17]. Pro porovnávání s vybranými vzorky z NPU materiálů byl použit vzorek PU pěny o tloušťce 40 mm.

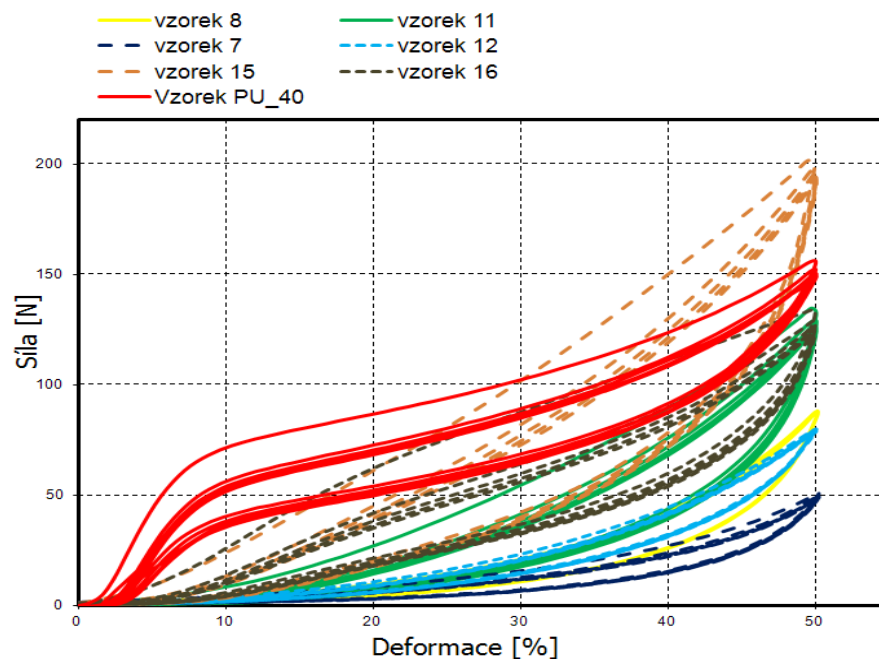


Obr. 5.2.3 Závislost tuhosti na deformaci vzorků PU pěny s rozměry 100x100x60,40 a 20 mm

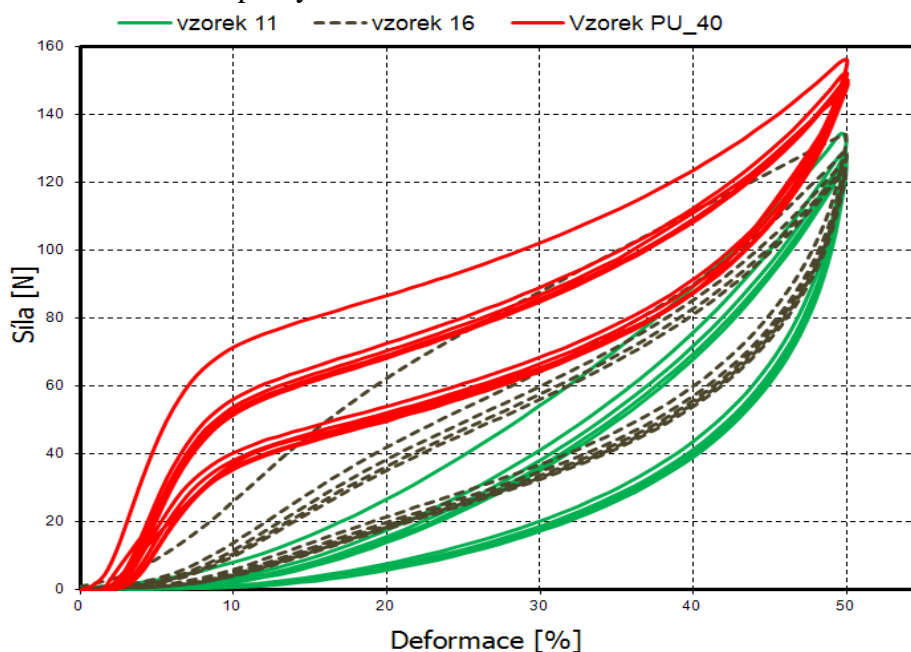
5.2.2 Stanovení mechanických vlastností vzorku PU pěny a vybraných vzorků z NPU materiálů při statickém stlačování

Porovnání mechanického chování vybraných vzorků z NPU materiálů o rozměrech 100x100x40±3 mm bylo provedeno podle stejné metodiky měření jako u vzorků PU pěny, tedy cyklické stlačování vzorku tuhým deskou (obr. 5.2.1). Výsledná závislost síly na deformaci vybraných NPU materiálů v porovnání se vzorkem PU pěny je uvedena na obr. 5.2.4. Závislosti NPU materiálů vzorku č. 9, 10, 13, 14 (Tab. 4.2.1, kap.4) nejsou graficky znázorněny vzhledem k tomu, že nevykazovaly odpovídající silovou odezvu při stlačení, resp. jejich vlastnosti byly pro srovnávání s PU pěnou jinak nevhodné. U vzorků č. 9 a 10 se projevila příliš vysoká tuhost při stlačení s trvalou plastickou deformací již při druhém cyklu, což bylo zřejmě dáno nevhodným poměrem pojiva s přírodními a syntetickými vlákny. Naopak vzorky č. 13 a 14 nevykazovaly dostatečnou tuhost, jenž byla charakterizována velmi nízkou silou při výrazné deformaci (vzorky č.13 a 14 při stlačení nekladly téměř žádný odpor). Závislosti NPU vzorků znázorněných na obr. 5.2.4 jsou charakterizovány pozvolným nárůstem silového účinku bez počátečního ztuhnutí, jenž se vyskytuje u vzorku PU pěny. Nejvhodnější silovou odezvu v závislosti na deformaci vykazovaly vzorky č. 11 a 16, které měly strukturu uspořádanou s horizontálně kladených recyklovaných syntetických vláken. Je to zřejmě dáno tím, že vhodně uspořádaná horizontálně kladená vlákna (syntetická či přírodní) vytvářejí při stlačení zvyšující odpor tzv. „bariéru“ jenž se stlačováním zvětšuje a tím může vytvářet rychleji větší množství nově vzniklých kontaktů mezi vlákny v porovnání s vertikálně kladenými vlákny. Tento

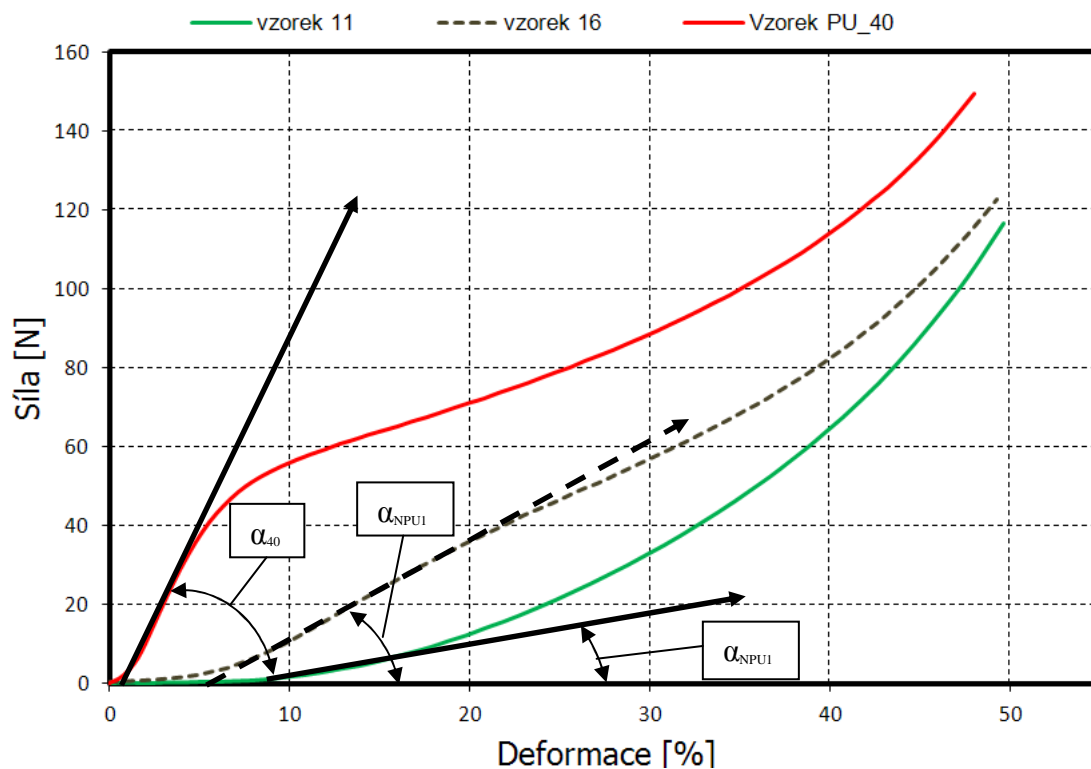
jev se může velmi dobře projevit při tlumícím efektu, kdy je potřeba dostatečně eliminovat vstupní kinetickou energii. Horizontálně vrstvená struktura se nabízí proto, nejen jako konstrukční materiál pro výplň komfortní vrstvy sedáku automobilové sedačky. Porovnání vzorků č. 11 a 16 se vzorkem PU pěny je znázorněno na obr. 5.2.5. Porovnání směrnic tuhosti je charakterizováno úhly $\alpha_{NPU11} < \alpha_{NPU16} < \alpha_{40}$ (obr. 5.2.6).



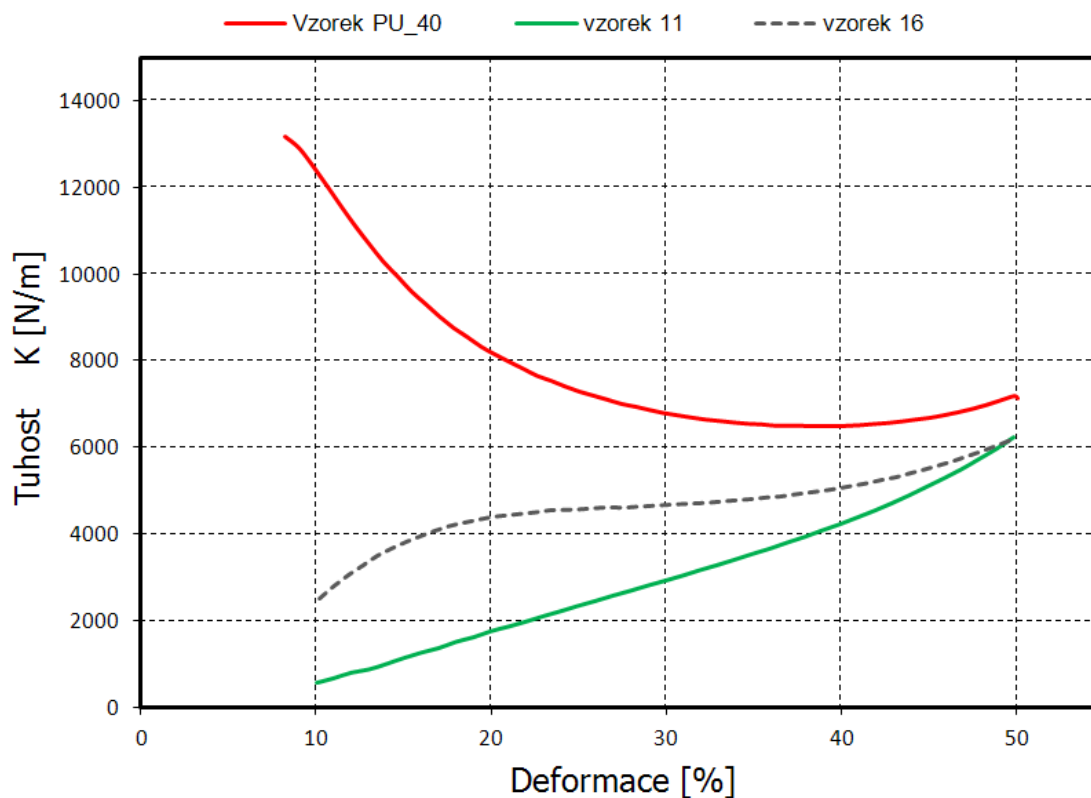
Obr. 5.2.4 Výsledné průběhy závislosti síly na deformaci vzorků NPU materiálů s rozměry 100x100x40 mm při cyklickém stlačování



Obr. 5.2.5 Výsledné průběhy závislosti síly na deformaci vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 v porovnání se vzorkem PU pěny při cyklickém stlačování



Obr. 5.2.6 Výsledné silové účinky vzorků NPU materiálů č. 11 a č. 16 v porovnání se vzorkem PU pěny se směrníci tuhosti



Obr. 5.2.7 Závislost tuhosti na deformaci NPU vzorků č. 11 a č. 16 v porovnání se vzorkem PU pěny

Směrnice tuhosti znázorněná na obr. 5.2.6 výrazně ovlivní výsledný průběh tuhosti, který je znázorněn na obr. 5.2.7. V porovnání se vzorkem PU pěny mají vzorky NPU materiálů č.11 a č.16 opačný průběh nárůstu tuhosti. Vzorek PU pěny je charakteristický vysokou počáteční tuhostí, zatím co vzorky NPU materiálů mají nízký nárůst tuhosti. Srovnáním vzorku PU pěny a NPU materiálu č.16 při počáteční tuhosti v oblasti 20% deformace dosahuje rozdíl hodnoty přibližně 4000 N/m a v porovnání se vzorkem NPU materiálu č.11 je to dokonce 6000 N/m. V oblasti kolem 50% deformace vzorku se hodnoty tuhosti téměř srovnávají. Výsledné závislosti průběhu tuhosti ukázaly, že vzorek z buněčné struktury (PU pěna) má v porovnání s vybranými vzorky z vláknenné nebuněčné struktury výraznou počáteční tuhost. Celkově se dá konstatovat, že vybrané vláknenné struktury mají nízkou počáteční tuhost, tj. nekladou takový odpor proti počátečnímu stlačení jako vzorek PU pěny a to do oblasti 50% deformace, kde jsou průběhy již obdobné. Vzorky z NPU materiálů č.11 a č.16 mají přijatelné konstrukční statické vlastnosti a dále proto budou testovány pro porovnání vlastností při dynamicky buzených signálech.

5.3 Měření vlastností vybraných materiálových vzorků při dynamickém stlačování

Mechanické vlastnosti při dynamickém stlačování souvisejí se schopností materiálu tlumit vstupní vibrace při dané frekvenci a amplitudě. Je to způsobeno reorganizací struktury v tomto případě buněčné a vláknenné, při které dochází k určité přeměně vložené mechanické energie na teplo v krátkém časovém intervalu. Množství disipované mechanické energie $\vartheta(t)$, která byla popsána vztahem (4.1.16, kap. 4) je úměrná ploše hysterezní křivky, která udává závislost mezi napětím a poměrnou deformací v průběhu jednoho cyklu harmonického namáhání. Obecně u viskoelastických struktur platí, že při harmonickém buzení se napětí struktury $\sigma(t)$ a deformace $\varepsilon(t)$ všeobecně mění s časem, přičemž $\varepsilon(t)$ má určité fázové zpoždění vůči působícímu napětí $\sigma(t)$, což je definováno vztahy (5.3.1 a 5.3.2). Fázový posun $\phi(t)$ mezi napětím a poměrnou deformací leží při harmonickém buzení v intervalu $\phi(t) \in (0, \pi/2)$.

$$\sigma(t) = \sigma \cdot \cos(\omega \cdot t + \phi) = \sigma \cdot \cos \phi \cdot \cos(\omega \cdot t) + \sigma \cdot \sin \phi \cdot \cos(\omega \cdot t + \pi/2), \quad (5.3.1)$$

$$\varepsilon(t) = \varepsilon \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (5.3.2)$$

Vztah (5.3.1) popisující časovou závislost napětí při harmonickém stlačování lze dále rozepsat do tvaru (5.3.3) vyjadřující složky dynamického modulu materiálové struktury.

$$\sigma(t) = E_p' \cdot \varepsilon \cdot \cos(\omega \cdot t) + E_p'' \cdot \varepsilon \cdot \cos(\omega \cdot t + \pi/2), \quad (5.3.3)$$

kde E_p' je reálná složka dynamického modulu pružnosti vyjadřující pevnostní vlastnosti materiálu, E_p'' je imaginární složka dynamického modulu pružnosti vyjadřující disipaci energie (ztrátový modul). Oba moduly jsou popsány vztahy (5.3.4 a 5.3.5), z nichž lze následně získat komplexní dynamický modul E_p^D podle vztahu (5.3.6).

$$E_p' = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \cdot \cos \phi, \quad (5.3.4)$$

$$E_p'' = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \cdot \sin \phi, \quad (5.3.5)$$

$$E_p^D = E_p' + i \cdot E_p'', \quad (5.3.6)$$

kde E_p^D je komplexní dynamický modul, i představuje imaginární složku.

Pro získání mechanických vlastností při dynamickém stlačování vybraných NPU materiálů č.11 a 16 a PU pěny, byla provedena měření se vzorky 100x100x40 mm. Sledované vlastnosti z těchto měření lze shrnout v následujících bodech:

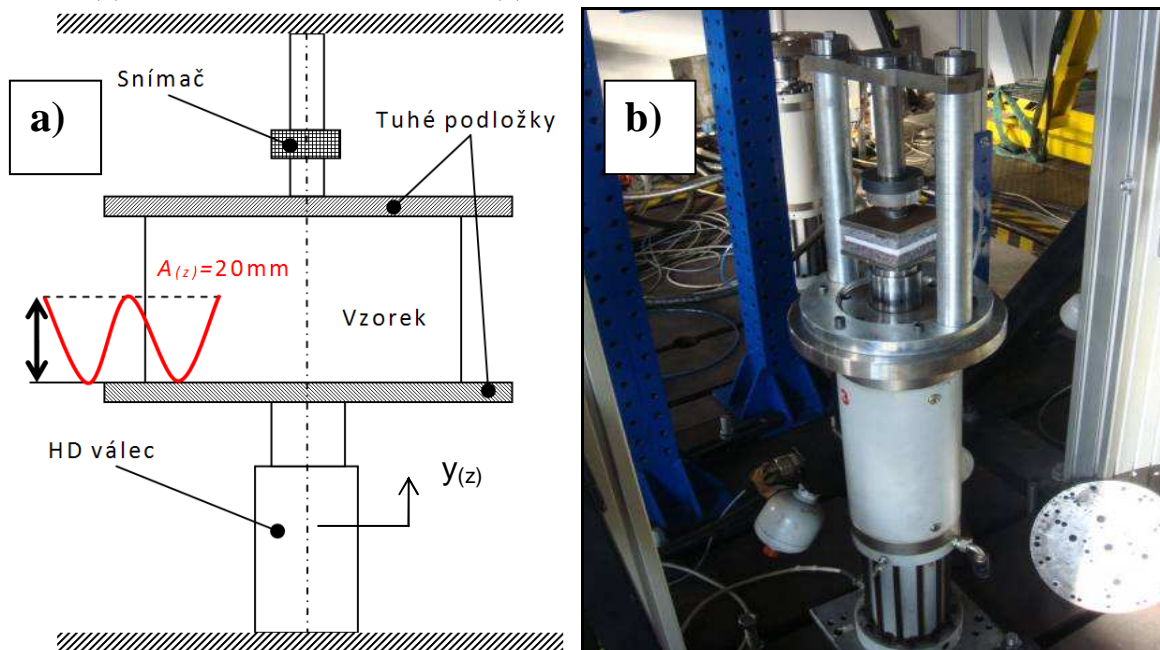
- stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování proti tuhé podložce bez počáteční deformace,
- stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování proti tuhé podložce s počáteční deformací.

5.3.1 Stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování proti tuhé podložce bez počáteční deformace

Experiment se provedl v hydrodynamické laboratoři (HDL). Měřicí zařízení bylo tvořeno hydraulickým válcem, ke kterému byl připevněn sestavený přípravek pro uložení vzorku. Přípravek se skládal ze dvou nosných vertikálních trubek uložených na kruhovém podstavci, které byly ze shora spojené příčnickem. Ve středu příčnicku, byla upnuta nepohyblivá trubkovitá tyč, na které byl umístěn snímač síly 0,5 KN. Vzorek byl umístěn mezi horní a spodní tuhou podložkou. Uspořádání provedeného experimentu je znázorněno na obr. 5.3.1. Vstupní budící harmonický signál (stacionární periodický) byl definován vztahem (5.3.7). Tento signál je vhodný nejen pro studii a experimentální porovnávání materiálů vzorků různých struktur, protože se jedná o základní signál pro porovnávání a optimalizace kompletních automobilových sedáček [6].

$$y(z) = A(z) \cdot \sin(\omega t), \quad (5.3.7)$$

kde $y(z)$ je definovaný zdvih válce, $A(z)$ je vstupní amplituda, $\omega = 2\pi f$ je úhlová rychlost.



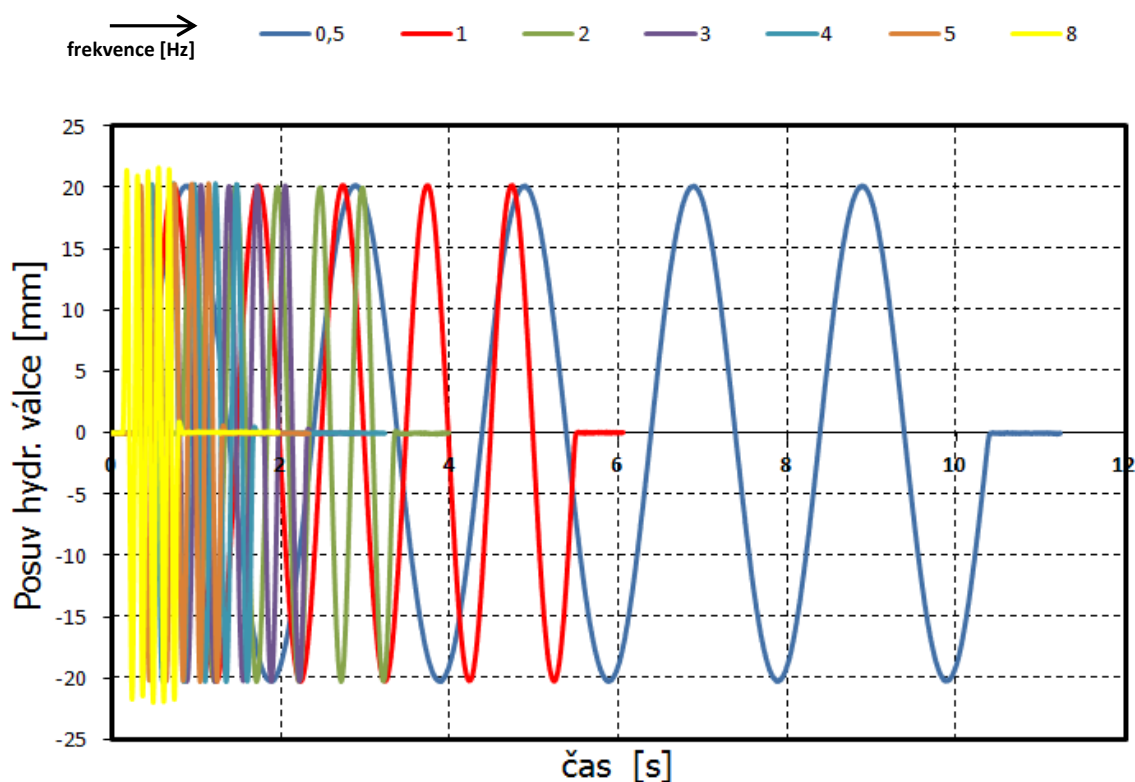
Obr. 5.3.1 Stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování bez počáteční deformace: a) schematické uspořádání měření, b) realizace měření

Jsou dva možné přístupy, jak lze definovat vstupní buzení hydraulického válce, a to:

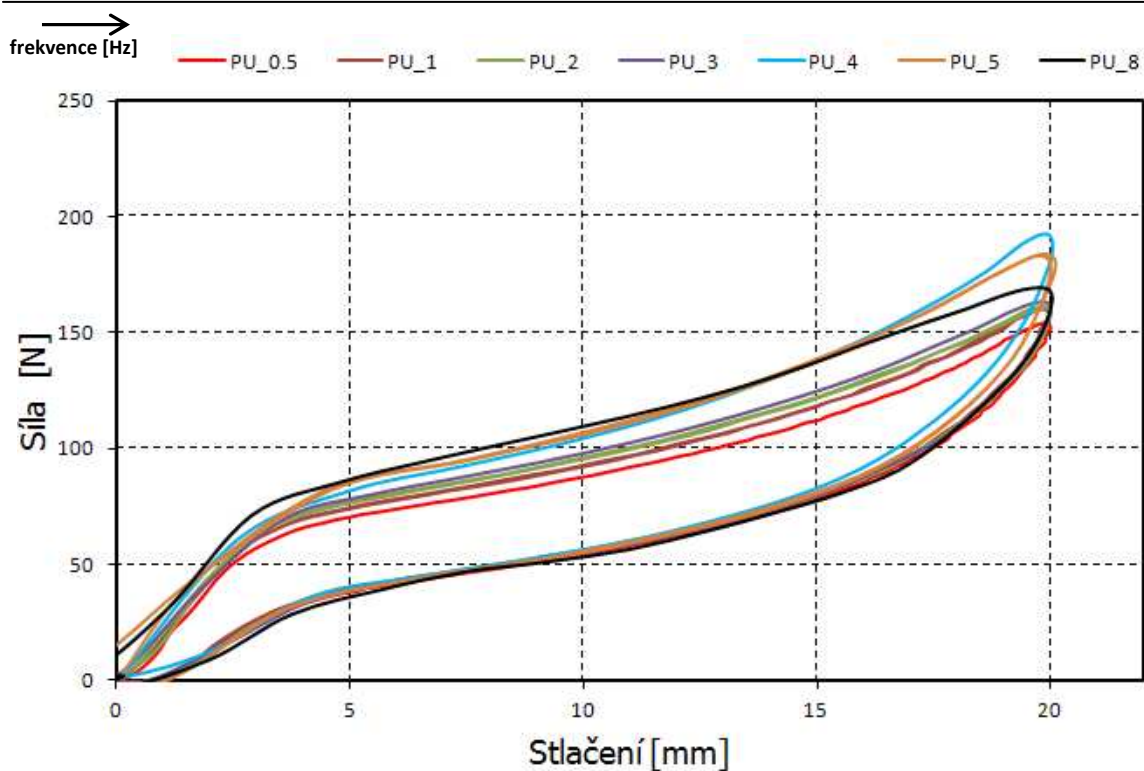
- 1) **měření s frekvencemi složenými v jednom vstupním souboru**
(jedno měření s postupnou změnou hodnoty frekvence),
- 2) **měření s počáteční konstantní hodnotou frekvence**
(postupné měření).

Měření vybraných vzorků bylo provedeno podle metody č. 2 – *měření s počáteční konstantní hodnotou frekvence*. Bylo provedeno celkem 7 měření s postupně se zvyšující frekvencí f začínající od hodnoty 0,5, 1, 2, 3, 4, 5 a 8 Hz s konstantní hodnotou amplitudy $A_{(z)} = 20\text{mm}$ (tj. do 50% deformace) pro vyhodnocení 5 po sobě jdoucích cyklů.

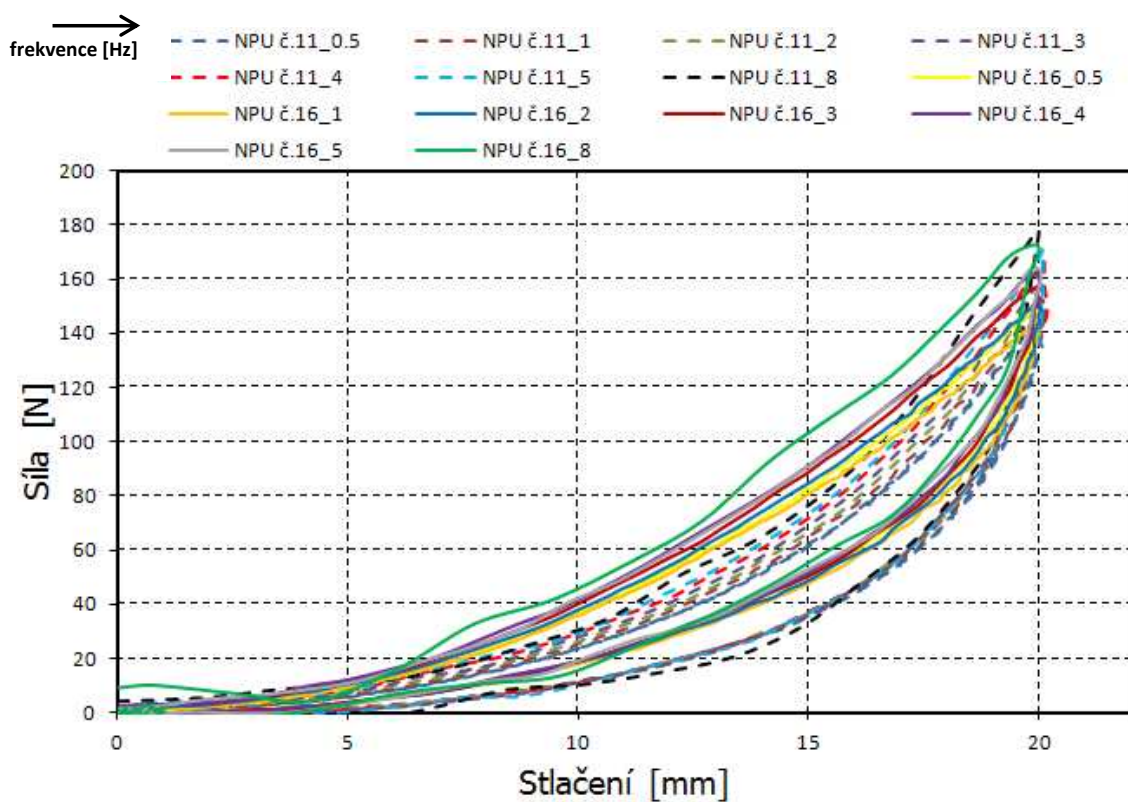
Rozdílnost harmonického průběhu dané vstupní frekvence znázorňuje obr. 5.3.2, který vyjadřuje, jak se s rostoucí hodnotou frekvence zvyšuje hodnota fázového posuvu (kmitání) hydraulického válce. Měření se vždy třikrát opakovala. Výsledné průběhy testovaného vzorku PU pěny pro jednotlivé hodnoty frekvence při 5. cyklu jsou znázorněny na obr. 5.3.3. Porovnání průběhů testovaných vzorků z NPU materiálů č. 11 a č. 16 jsou uvedeny na obr. 5.3.4. Porovnání výsledných průběhů závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny a vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 namáhané proti tuhé podložce bez počáteční deformace pro vybrané hodnoty frekvence a to 0,5, 2, 4 Hz je znázorněno na obr. 5.3.5.



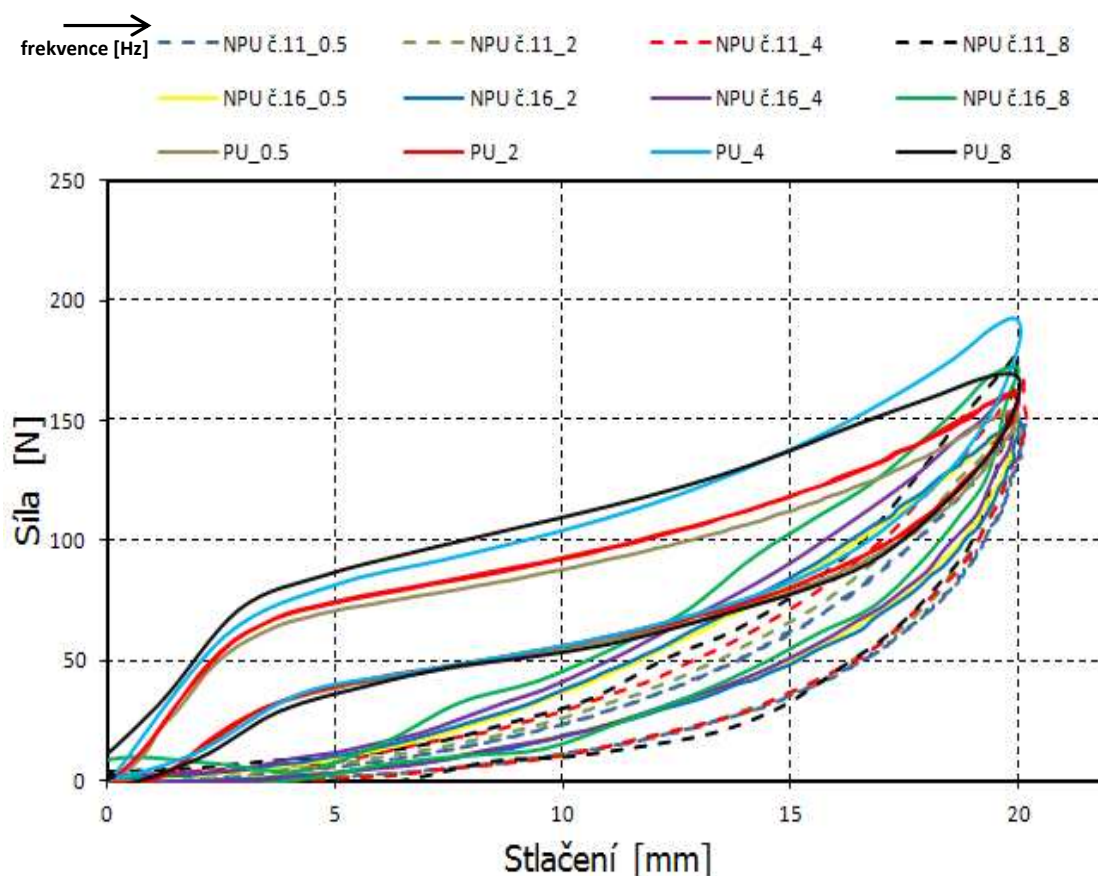
Obr. 5.3.2 Vstupní budící harmonické signály pro měření vzorků dynamicky stlačovaných proti tuhé podložce bez počáteční deformace



Obr. 5.3.3 Výsledné průběhy závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny při dynamickém stlačování proti tuhé podložce bez počáteční deformace



Obr. 5.3.4 Výsledné průběhy závislosti síly na stlačení vzorků NPU materiálů č. 11 a č.16 při dynamickém stlačování proti tuhé podložce bez počáteční deformace



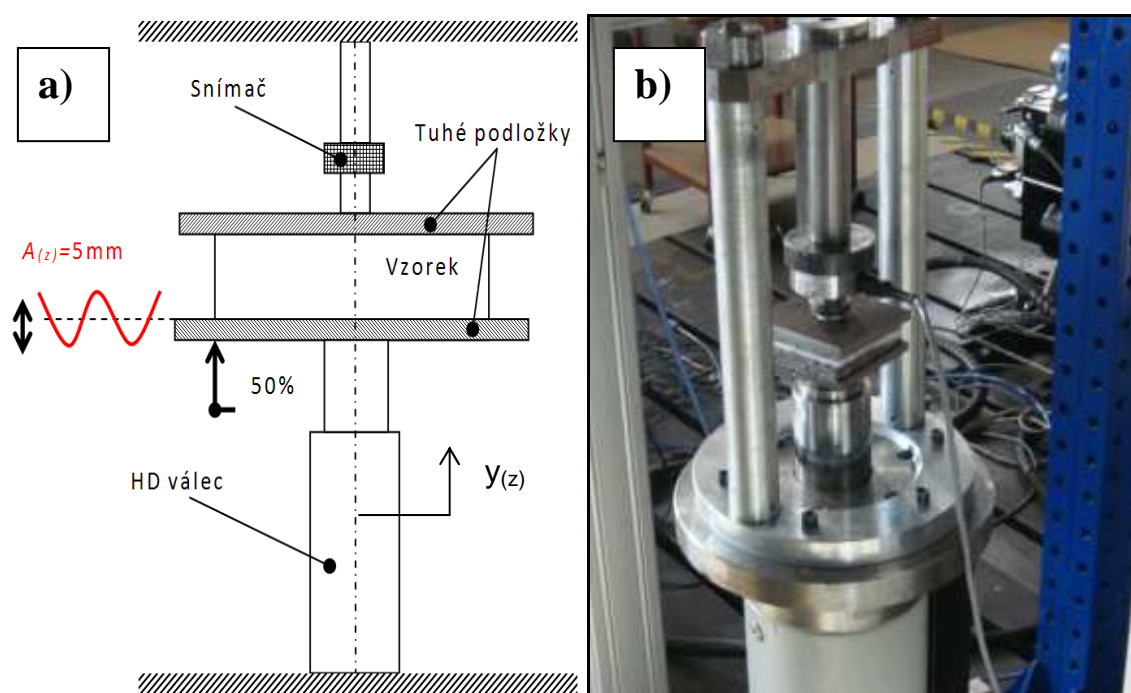
Obr. 5.3.5 Porovnání výsledných průběhů závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny a vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 při dynamickém stlačování proti tuhé podložce bez počáteční deformace pro vybrané hodnoty frekvence

Výsledky harmonického stlačování bez počáteční deformace v 5. cyklu vzorku PU pěny (obr. 5.3.3) ukázaly, že se změnou frekvence se mění hysterezní závislost síly na stlačení a odlehčení. Z porovnání průběhů je patrné u vzorku PU pěny, že se zvyšující se hodnotou frekvence 0,5, 2, 4 Hz se také zvyšuje hodnota síly potřebná pro stlačení materiálu, ale pro frekvence 5 a 8 Hz naopak začne klesat. Maximální hodnota síly potřebná pro stlačení vzorku PU pěny byla 191 N při frekvenci 4 Hz, přičemž při frekvenci 5 Hz hodnota síly nepatrně klesá na 182 N a při frekvenci 8 Hz byla jen 165 N. Vypovídá to o tom, že buněčná struktura PU pěny mění mechanické vlastnosti s rychlostí deformace a se změnou frekvence. Výsledky vláknenných kompozitních vzorků NPU č. 11 a č. 16 (obr.5.3.4) byly naopak charakteristické nízkou závislostí na rychlosti deformace při změně frekvence. Porovnáním průběhů stlačení vzorků NPU materiálů č. 11 a č. 16 je zřejmé, že zvyšující se hodnotou frekvence 0,5 - 8 Hz se zvyšuje hodnota síly potřebná pro stlačení materiálu, ale nedochází k žádnému výkyvu, jaký se projevuje u vzorku PU pěny. Maximální dosažená hodnota síly potřebná pro stlačení NPU vzorků byla při frekvenci 8 Hz, a to u vzorku NPU č.11 byla 177 N a u vzorku NPU č.16 byla 171 N. Jak vzorek PU pěny tak i vzorky NPU materiálů měly průběh síly při odlehčení přibližně stejný pro všechny frekvence. Nezávislost rychlosti stlačení na změně hodnoty frekvence je z konstrukčního hlediska velmi příznivá, neboť při změně frekvence kmitavého pohybu se nebudou projevovat změny dynamické tuhosti a s tím spojené přechodové jevy způsobující diskomfort sezení a taktéž to usnadní optimalizaci sedačky. Z výsledků je zřejmé, že vzorek PU pěny mění své vlastnosti v závislosti na rychlosti deformace, přičemž hlavní vliv můžeme spatřovat v přítomnosti vzduchu ve struktuře pěny. Po dosažení určité

rychlosti deformace již není vzduch schopen se do struktury při odlehčení nasát zpět, proto jeho vliv již není tak významný a klesá proto i hodnota síly při stlačení.

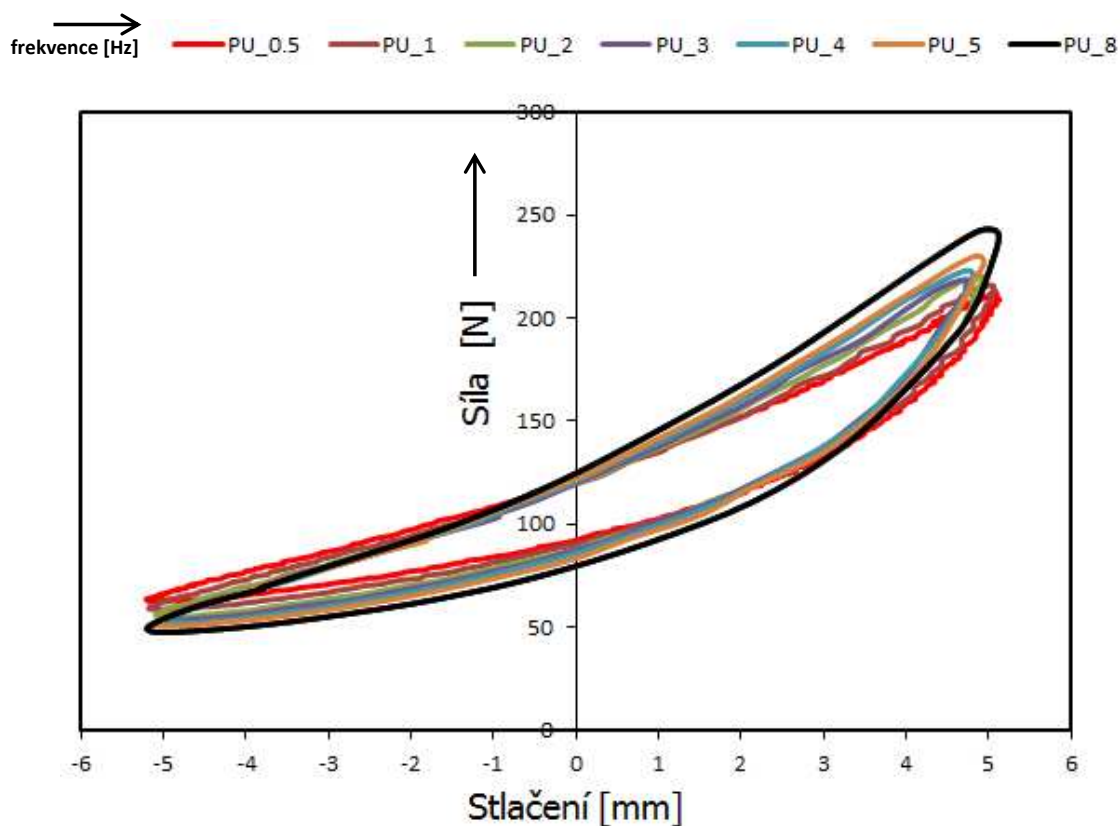
5.3.2 Stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování vzorků proti tuhé podložce s počáteční deformací

Experiment s vybranými vzorky byl proveden 60 minut po 1. měření (viz kap. 5.3.1), tedy v dostatečně dlouhém čase potřebném pro relaxaci testovaných vzorků. Měření se lišilo jen tím, že testovací vzorek byl horní tuhou podložkou stlačen o 20 mm do počáteční 50% deformace. Po počátečním stlačení bylo následně provedeno opět 7 měření s postupně zvyšující se frekvencí f od hodnoty 0.5, 1, 2, 3, 4, 5 a 8 Hz avšak s amplitudou o hodnotě $A_{(z)} = 5\text{mm}$ pro 5 opakujících se cyklů. Uspořádání experimentu je znázorněno na obr. 5.3.6.

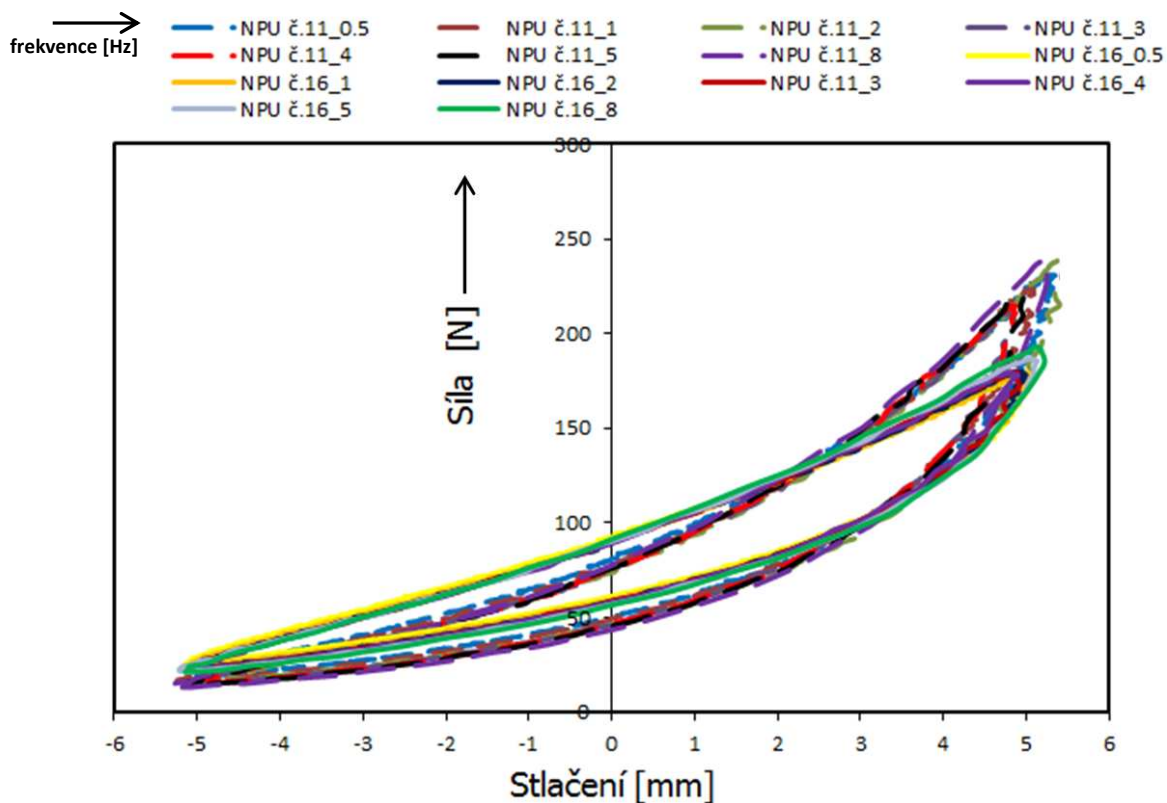


Obr. 5.3.6 Stanovení mechanických vlastností vybraných vzorků při dynamickém stlačování s počáteční deformací: a) schematické uspořádání měření, b) realizace měření

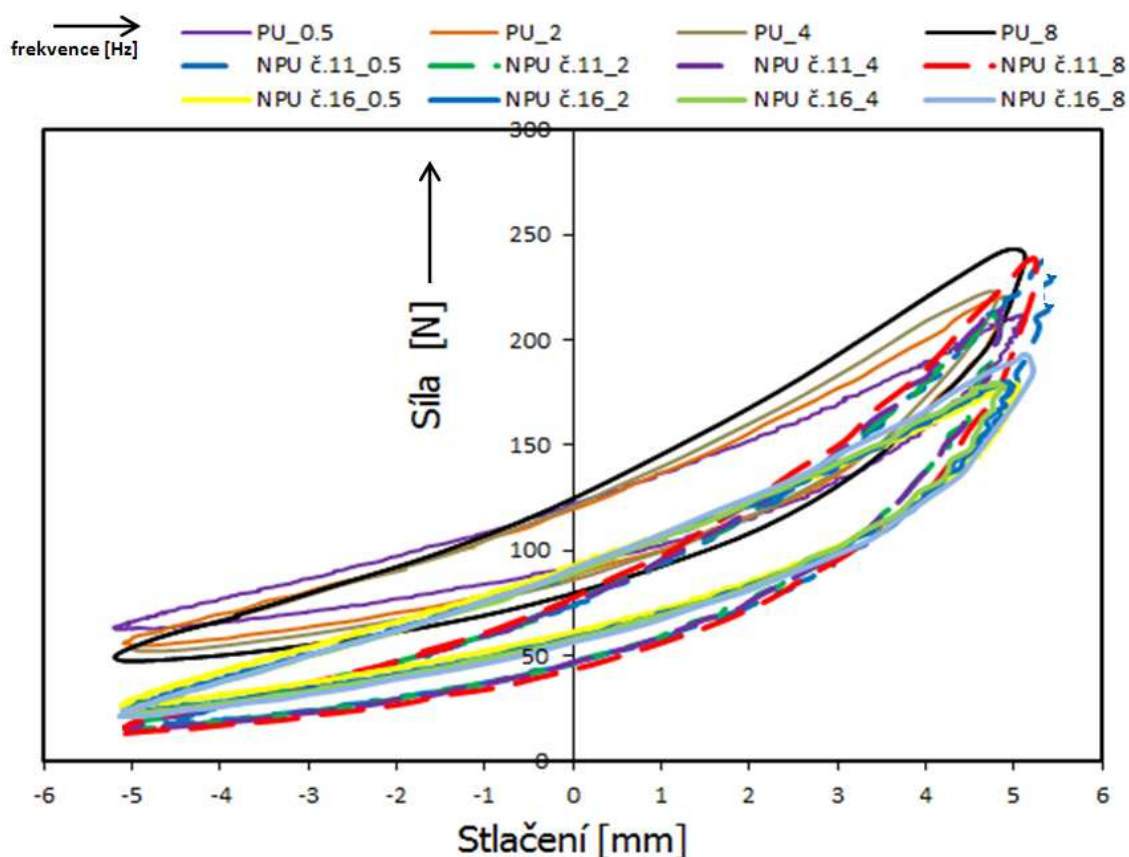
Výsledné průběhy testovaného vzorku PU pěny pro jednotlivé hodnoty frekvence při 5. cyklu jsou znázorněny na obr. 5.3.7. Porovnání průběhů testovaných vzorků z NPU materiálů č.11 a č.16 jsou uvedeny na obr. 5.3.8. Porovnání výsledných průběhů závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny a vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 namáhané proti tuhé podložce s počáteční deformací 50% pro vybrané hodnoty frekvence 0.5, 2, 4, 8 Hz je znázorněno na obr. 5.3.9



Obr. 5.3.7 Výsledné průběhy závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny při dynamickém stlačování proti tuhé podložce s počáteční deformací



Obr. 5.3.8 Výsledné průběhy závislosti síly na stlačení vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 při dynamickém stlačování proti tuhé podložce s počáteční deformací



Obr. 5.3.9 Porovnání výsledných průběhů závislosti síly na stlačení vzorku PU pěny a vzorků NPU materiálů č.11 a č.16 při dynamickém stlačování proti tuhé podložce s počáteční deformací pro vybrané hodnoty frekvence

Výsledky vzorku PU pěny při počáteční 50% deformaci v 5.cyklu opakovaného stlačování (obr. 5.3.7) znázornily, že se změnou frekvence se stále zvyšuje síla potřebná ke stlačení, která dosahuje maxima 246N při frekvenci 8 Hz. To je v porovnání s dynamickým měřením vzorku bez počáteční deformace rozdílné, neboť tam docházelo k tomu, že od hodnoty 5 Hz začala síla potřebná pro stlačení klesat. Výsledky vláknenných kompozitních vzorků NPU č. 11 a č. 16 (obr. 5.3.8) byly při deformaci 50% nezávislé na rychlosti deformace, neboť při změně frekvence se hysterezní závislost výrazně neměnila a prakticky měla totožný průběh pro jednotlivé frekvence. Výsledné průběhy znázornily, že vzorky stlačené na 50% deformace výrazně nezměnily nárůst síly se zvyšující se hodnotou frekvence, což bylo patrné u měření bez počáteční deformace. Také porovnáním vzorků při rozdílných frekvencích 0,5, 2, 4 a 8 Hz mají průběhy podobný charakter, který vytváří tzv. „banánovou křivku“, což je znázorněno na obr. 5.3.9. Porovnáním průběhů při frekvenci 8 Hz byl dynamický poměr i_d vyjadřující poměr mezi maximální hodnotou síly a minimální hodnotou síly po odlehčení při stlačení u vzorku PU pěny $i_d = 4,86$ (min 50 N a max 243 N), u vzorku NPU materiálu č. 11 to byl poměr 10,3 (min 23 N a max 237 N) a u vzorku NPU materiálu č. 16 to byl poměr 6,16 (min 31 N a max 191 N). Čím vyšší hodnota dynamického poměru mezi maximální a minimální silou, tím rychleji v materiálu dochází k zotavení, neboť se projevuje větší vratná energie na zotavení materiálu. Z maximálních hodnot síly potřebné pro stlačení testovacích vzorků při dynamickém měření je také patrné, že hodnota je vyšší než při statickém stlačování a tedy se zvyšuje tuhost vzorku. Z toho lze stanovit, že dynamický modul pružnosti E_p^D je větší než statický modul pružnosti E_p^S .

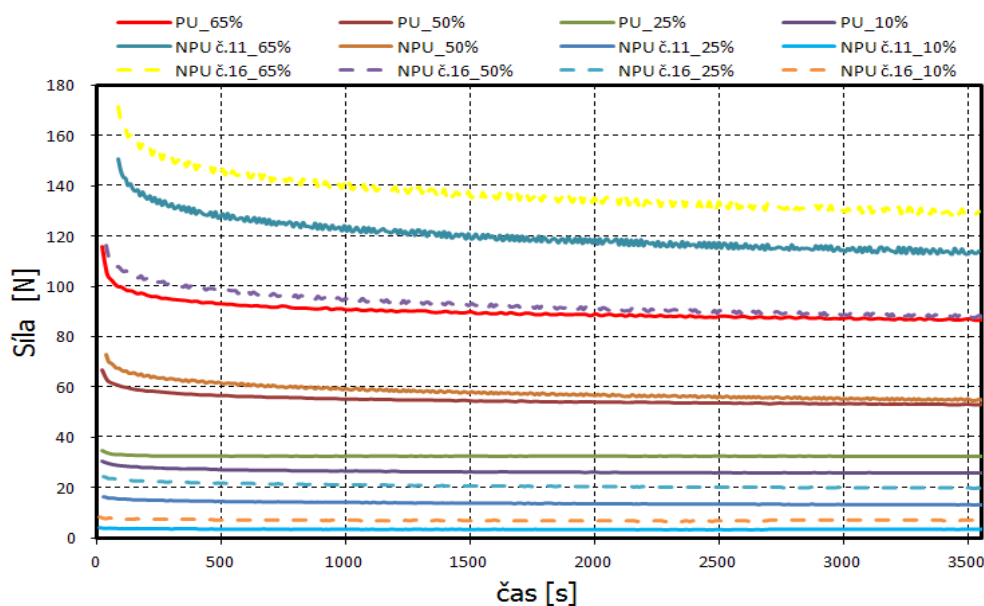
5.4 Měření relaxace vybraných materiálových vzorků

Vybrané vzorky z NPU materiálu č.11 a č.16 měly při statickém a dynamickém stlačování v porovnání se vzorkem PU pěny odpovídající mechanické vlastnosti. Proto bylo důležité ještě porovnat mechanické vlastnosti při dlouhodobém zatížení. Jak bylo uvedeno v kap. 4.1.2 buněčná struktura PU pěny se pod konstantním napětím stává poddajnější a zvyšuje se nárůst deformace $\varepsilon(t_2)|_{\sigma=\text{konst.}} > \varepsilon(t_1)$ tj. struktura „teče“, nebo při konstantní deformaci $\varepsilon = \text{konst.}$ relaxuje a dochází k postupnému poklesu napětí $\sigma(t_2)|_{\varepsilon=\text{konst.}} < \sigma(t_1)$. To obecně platí pro všechny materiály s viskoelastickými vlastnostmi. Podle [6] a [15] je pro posuzování mechanických vlastností výhodnější měřit relaxaci materiálu, neboť tečení struktury při konstantním zatížení je minimální a prakticky je zanedbatelné (významu nabývá při dlouhodobých měřeních – týdny, měsíce, či při vysokých teplotách). Provedlo se proto srovnání zatížených vzorků pro posouzení relaxace materiálu. Experiment se provedl na zařízení stejném jako při statických zkouškách (obr. 5.2.1). Relaxační vlastnosti byly stanoveny pro vzorky PU pěny a NPU materiály č. 11 a č. 16 o rozměrech 100x100x40mm. Sledované vlastnosti z těchto měření lze shrnout v následujících bodech:

- stanovení relaxace vybraných vzorků zatížených tuhou deskou do konstantní hodnoty deformace,
- stanovení relaxačního modulu vybraných vzorků.

5.4.1 Stanovení relaxace vybraných vzorků zatížených tuhou deskou do konstantní hodnoty deformace

Vzorek byl zatížen tuhou deskou do konstantní hodnoty 10, 25, 50 a 65% deformace, kde po dobu 3600s byla měřena odezva materiálu na zatížení. Výsledné průběhy silového odezvy vzorků v závislosti na čase jsou uvedeny na obr. 5.4.1.



Obr. 5.4.1 Porovnání výsledných průběhů relaxace vzorku PU pěny a vzorků NPU materiálů č.11 a č.16

Výsledky porovnání průběhů relaxace vzorků PU pěny a NPU č.11 a č.16 zobrazily obdobné průběhy, které se u nízkých hodnot deformace 10 a 25% projeví minimální relaxací, naopak u vyšších hodnot deformace 50 a 65% deformace byl patrný úbytek síly v čase. Vzorek PU pěny měl při 65% deformaci úbytek síly 34 N (počáteční hodnota síly 118N a konečná hodnota síly 84N), přičemž vzorek NPU materiálu č.11 měl při 65% deformaci úbytek síly 35N (počáteční hodnota síly 150N a konečná hodnota síly 115N) a vzorek č.16 měl při 65% deformaci úbytek síly 41N (počáteční hodnota síly 172N a konečná hodnota síly 131N). Z výsledků se dá konstatovat, že vzorek PU pěny při 65% deformaci relaxoval o 3% lépe než vzorek NPU materiálu č.11 a přibližně o 32% lépe než u vzorku č.16.

5.4.2 Stanovení relaxačního modulu vybraných vzorků

Úbytek síly v závislosti na čase lze převést na úbytek napětí na čase, čímž lze následně vyjádřit hodnoty relaxačního modulu $G(t)$ podle vztahu (viz 4.1.6, kap. 4) popisující úbytky napětí v materiálové struktuře v časové posloupnosti. Hodnoty $G(t)$ pro jednotlivé deformace se u vzorku PU pěny a vzorků NPU materiálů č.11 a č. 16 lišily opačným nárůstem hodnot, zatím co u vzorku PU pěny hodnota $G(t)$ s hodnotou deformace klesá, tak u NPU materiálů č.11 a 16 s hodnotou deformace stoupá. Lze to vysvětlit tím, že buněčná struktura s malou počáteční deformací 10% má velkou tuhost a s velkou počáteční deformací již není přítomen vzduch v takové míře. Ve skutečnosti se struktura uzavírá a s tím klesá i prodyšnost, takže se vzduch nemůže vrátit. Vzorky z vlákněné struktury mají zpočátku malou hodnotu $G(t)$, která se následně zvyšuje tím jak se vlákna na sebe ukládají. Hodnoty relaxačního modulu pro testované vzorky jsou uvedeny v tab. 5.4.1.

Tab. 5.4.1 Výsledné hodnoty relaxačního modulu $G(t)$

čas t [s]	500	1000	1500	2000	2500	3600	Deformace [%]
G(t) [KPa] vzorku z PU pěny	0,280	0,270	0,265	0,240	0,240	0,240	10
vzorku z PU pěny	0,132	0,128	0,126	0,126	0,126	0,126	25
vzorku z PU pěny	0,112	0,108	0,106	0,102	0,100	0,099	50
vzorku z PU pěny	0,143	0,137	0,134	0,131	0,128	0,128	65
G(t) [KPa] vzorku z NPU č.11	0,050	0,050	0,050	0,049	0,048	0,048	10
vzorku z NPU č.11	0,064	0,062	0,060	0,060	0,059	0,059	25
vzorku z NPU č.11	0,124	0,118	0,116	0,115	0,114	0,114	50
vzorku z NPU č.11	0,200	0,189	0,185	0,182	0,180	0,178	65
G(t) [KPa] vzorku z NPU č.16	0,090	0,090	0,090	0,087	0,087	0,085	10
vzorku z NPU č.16	0,086	0,084	0,082	0,081	0,080	0,080	25
vzorku z NPU č.16	0,196	0,192	0,190	0,188	0,180	0,176	50
vzorku z NPU č.16	0,225	0,215	0,209	0,202	0,197	0,194	65

5.5 Modelové simulace mechanických vlastností vybraných vzorků

Analýzy a měření mechanických vlastností vzorků vybraných pro použití jako konstrukční materiál komfortní výplně sedáku autosedačky jsou obecně omezeny jen pro určité informace, tedy nemůžou nám vypovědět okamžité rozložení deformace a napětí v materiálové struktuře. Je to dáno tím, že jsou omezeny možnostmi měření, možnostmi umístění snímačů a také tím, že některé vlastnosti nelze dobře měřit (např. rozložení hlavního napětí a deformace buněčné či vlákenné struktury). Znalost rozložení hlavních napětí a deformací ve struktuře je důležitá, i proto že z ní lze vycházet pro optimalizaci a výrobu konstrukce výplně komfortní vrstvy, neboť jejich znalostí by se dalo posoudit jak se struktura přetváří a při jakém napětí. V tomto případě je velmi výraznou možností sestavení odpovídající modelové simulace pomocí numerické metody. Nejvýznamnější je pro náš účel naprogramovat modelovou simulaci v prostředí MKP, ale možnosti nabízejí i jiné numerické metody např. metoda diskrétních prvků (MDP), metoda hraničních prvků (MHP) či metoda konečných objemů (MKO). V této práci byla využívána výhradně MKP. Mechanické stlačování vybraných vzorků vyvolává ve vnitřní struktuře mnoho různorodých vlastností, které se mění s velikostí deformace, jak bylo uvedeno. Kleiven [82] a Mills [22] se shodují, že při modelování takovýchto struktur je nutno některé charakteristické vlastnosti zjednodušit či zanedbat, přičemž oba také uvádí, že velkým problémem modelování nelineárních vlastností je zejména popsání hlavních napětí v krátkých časových diferencích $\Delta t = t_{i+1} - t_i$. Řešení okrajového problému velkých deformací vzniklých stlačováním vzorku dále spočívá nejen v zadání správných okrajových podmínek a materiálových vlastností, ale také především v konstrukci navržené sítě konečných prvků. Programy MKP jsou v současné době velmi propracované a umožňují řešení spojitého problému převést na řešení konečné, kde v preprocesoru lze pro přibližné řešení navrhnout odpovídající geometricky jednoduché dílčí podoblasti (konečné prvky). Necht' $\mathcal{R} \subset R^3$ je souvislá oblast třírozměrného prostoru, ve které je problém řešen. Její hranice označme Γ , kde je Γ tzv. Lipschitzovská hranice a necht' aproximace zvolených bázeových funkcí jsou odvozeny nad každým konečným prvkem o velikosti l , neboť jakákoli spojitá funkce může být reprezentována lineární kombinací algebraických polynomů konvergujících ke spojitému řešení tj. $\lim_{l \rightarrow 0} \xi \approx 1$. Tedy MKP lze chápat jako

speciální typ variační metody využívající matematického popisu řešení problému. Současné významné komerční softwary a programy MKP (např. Ansys, Abaqus, Permas, LS-Dyna, Marc, PAM CRASH) umožňují sestavit a následně řešit nelineární materiály nejen s viskoelastickými vlastnostmi pomocí matematických vztahů vycházejících z mechaniky kontinua či reologických modelů (např. Kelvinův model, Maxwellův model, atd.). Také umožňují s určitou přesností studovat a modelovat kvalitativně složitější problém jakým bezesporu jsou kontaktní úlohy (např. interakce mezi materiálem a zatěžující tvarovkou, modelování kompletní sedačky v interakci s virtuální biomechanickou figurínou, atd.).

5.6 Výběr odpovídajícího programu MKP pro sestavení modelových simulací

V této práci byl vybrán pro všechny modelové simulace program PAM CRASH. Jedná se o MKP program od společnosti ESI-Group (<http://www.esi-group.com/>) používaný pro studie nelineárních izotropních a anizotropních vlastností, kontaktních úloh při kvazi-statických a dynamických dějích. Stejně jako obdobné MKP programy LS-Dyna,

Abaques Explicit, Ansys-Explicit Dynamics využívá pro studii velkých přetvoření a deformací explicitní metodu ^(5.2). Program je postavený na Lagrangeovské formulaci ^(5.3) přetvoření, kde vztahy pro přetvoření kontinua v čase $t \neq 0$ jsou řešeny pomocí centrálních diferencí. Základním principem explicitní metody je 2. Newtonův zákon, který lze vyjádřit v maticové podobě vztahem (5.6.1).

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{F}^E - \mathbf{F}^I, \quad (5.6.1)$$

kde \mathbf{M} je matice hmotností, $\ddot{\mathbf{u}}$ je matice zrychlení vektorů posunutí uzlů, \mathbf{F}^E je matice vektorů externích sil působících na uzel, \mathbf{F}^I je matice vektorů interních sil (objemových).

Matici vektorů zrychlení (kde zrychlení vyjadřuje druhou derivaci hledaných (neznámých) posuvů lze získat podle vztahu (5.6.2), která je úpravou vztahu (5.6.1). Matice vektorů interních a externích sil lze následně vyjádřit podle vztahů (5.6.3 a 5.6.4).

$$\ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{F}^E - \mathbf{F}^I, \quad (5.6.2)$$

$$\mathbf{F}^I = \sum_{e=1}^{N_e} \left(\int_{\Omega} \mathbf{B}^T \cdot \boldsymbol{\sigma}_n d\Omega + \mathbf{F}^{Hurg} + \mathbf{F}^{kont} \right), \quad (5.6.3)$$

$$\mathbf{F}^E = \sum_{e=1}^{N_e} \left(\int_{v_e} \rho \cdot \kappa_{i\alpha}^e dv_e + \int_{s_e} \chi_i \cdot \vartheta_{\alpha}^e ds_e \right), \quad (5.6.4)$$

kde \mathbf{B} je prvková matice báзовých funkcí přetvoření, \mathbf{F}^{kont} je vektor kontaktních sil, \mathbf{F}^{Hurg} je vektor tlumících sil hourglassingu, $\boldsymbol{\sigma}_n$ je prvková matice působících napětí v prvku, ρ je měrná hmotnost přiřazená prvku, κ_i je vektor objemových sil, χ_i je vektor povrchových sil.

Hledaná matice vektorů posuvů \mathbf{u} lze následně vyjádřit integrací zrychlení $\ddot{\mathbf{u}}$ resp. rychlosti posuvů $\dot{\mathbf{u}}$ podle následujících vztahů.

$$\dot{\mathbf{u}} = \dot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t/2} = \dot{\mathbf{u}}_{t-\Delta t/2} + \ddot{\mathbf{u}}_t \cdot \frac{\Delta t_t + \Delta t_{t+\Delta t}}{2}, \quad (5.6.6)$$

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_{t+\Delta t} = \mathbf{u}_t + \dot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t/2} \cdot \Delta t_{t+\Delta t}, \quad (5.6.7)$$

kde \mathbf{u}_t je vektor okamžitých posuvů, $\mathbf{u}_{t-\Delta t}$ a $\mathbf{u}_{t+\Delta t}$ je vektor předešlých resp. následných posuvů

Program má propracované algoritmy složitěho nelineárního kontaktního propojení Belytschko a kol.[83], kde probíhající výpočet modelové simulace je rozdělen na zvolenou posloupnost m – časových intervalů (kde $m \leq t$ a $m_{min}=1$). Pro každý časový krok se počítá vektor posuvů \mathbf{u}_t , popisující že v následujícím časovém intervalu je změněna

^(5.2) PAM CRASH je program postavený nejen na explicitní metodě (využívající předchozí časový krok), ale také umožňuje využívat implicitní metodu (okamžitý časový krok). Program využívá tzv. h-konvergenční výpočtu neboli zpřesňování výpočtu je docíleno tvarem použitého elementu a zvyšováním počtu elementů.

^(5.3) Lagrangeova formulace přetvoření je odvozena od sledování pohybu materiálové částice z referenční konfigurace (nedeformovaný stav) v čase $t=0$, až do deformovaného stavu v čase $t \neq 0$.

(přetvořena) původní referenční geometrie A_0 na novou aktuální geometrii $A_{t+\Delta t}$ změnou vektorů posuvů $u_{t+\Delta t}$ původní referenční konfigurace podle vztahu (5.6.8).

$$A_{t+\Delta t} = A_0 + u_{t+\Delta t}, \quad (5.6.8)$$

V dalších krocích lze vyjádřit pomocí konstitutivních vztahů okamžité Cauchyho napětí $\sigma_{t+\Delta t}$ dané vztahem (5.6.9), které algoritmus procesoru vyjádří změnou přetvoření prvků $d\varepsilon = \partial u / \partial X_i$ ($i=1, \dots, 3$), následně se dopočítá nový vektor vnitřních sil pro jednotlivé uzly. Veličiny s označením $t + \Delta t$ se přepíše na t a výpočet pokračuje do dalšího kroku.

$$\sigma_{t+\Delta t} = f(\sigma_t, d\varepsilon), \quad (5.6.9)$$

Výsledný časový krok modelové simulace Δt je popsán vztahem (5.6.10) související s rychlostí výpočtu závisí úměrně na velikosti nejmenšího prvku l_{min} a na druhé odmocnině hustoty materiálu ρ nepřímo úměrně druhé odmocnině modulu pružnosti E . Výhoda explicitní metody oproti implicitní je v řádově rychlejší krok, protože u implicitní metody časový krok nabývá kvadratické funkce [83].

$$\Delta t \leq \Delta t^{krit} = l_{min} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{E}}, \quad (5.6.10)$$

kde Δt^{krit} vyjadřuje minimální (kritický) časový krok pro simulace.

Procesor následně pro viskoelastické struktury vyjadřuje Cauchyho napětí σ_{ij} pomocí tenzoru nominálního napětí σ_{ij}^{nom} , který je nepřímo úměrné vektorům protažení λ_i (5.6.11) jak uvádí Taylor a Flanagan [84].

$$\sigma_{ij} = \frac{\sigma_{ij}^{nom}}{\lambda_i \cdot \lambda_k}, \quad (5.6.11)$$

kde λ_i vyjadřuje vektory protažení do hlavních směrů, kde λ_k je permutační variace.

5.6.1 MKP simulace mechanických vlastností vybraných vzorků PU pěny a NPU materiálu

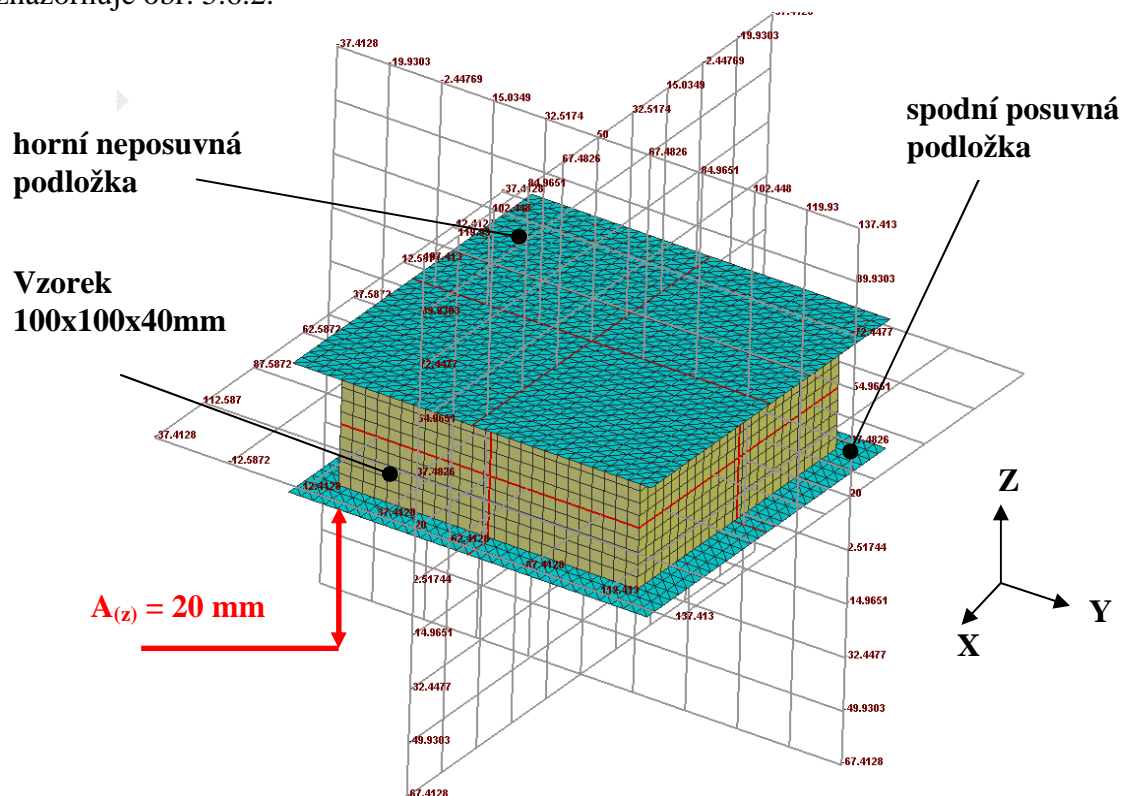
Modelové simulace v MKP byly provedeny pro vzorek PU pěny a vzorek NPU materiálu č.11. Simulace se provedly pro kompletní posouzení vybraného materiálu, vzhledem k tomu, že experimentálními metodami nelze získat vysvětlení chování tvarových změn vzorků sledovaných zejména při dynamickém namáhání^(5.4). Modelové simulace byly provedeny v následujících krocích:

- sestavení dvou modelových simulací vzorku dynamicky stlačovaného proti tuhé podložce bez počáteční deformace,
- vytvoření odpovídající konstrukce sítě konečných prvků výpočetního modelu v preprocesoru s importováním datového souboru do prostředí PAM CRASH,
- definování odpovídajících počátečních a okrajových podmínek,
- sestavení nelineárního materiálového modelu vybraných vzorků,
- vyhodnocení a porovnání výsledků modelových simulací v postprocesoru.

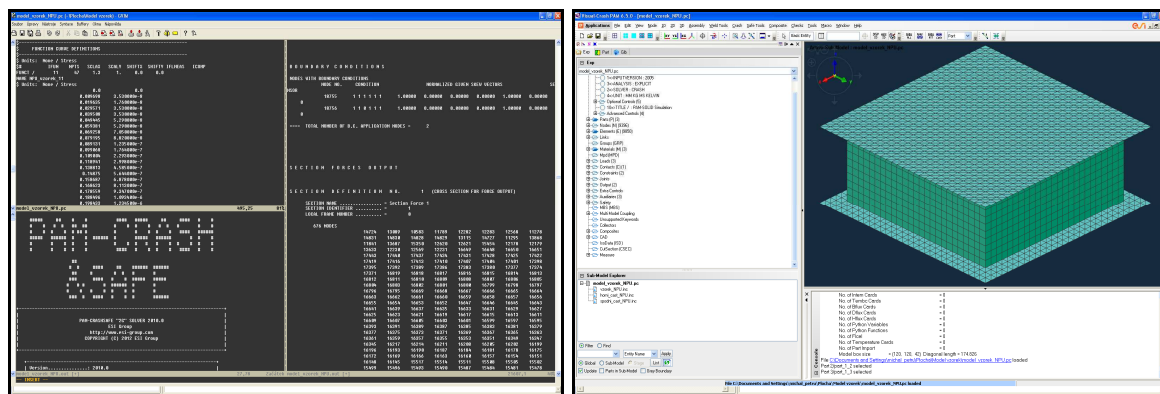
^(5.4) Simulace vzorků při statickém stlačování byly publikovány autorem např. v [24].

- **Sestavení modelové simulace vzorku dynamicky stlačovaného proti tuhé podložce bez počáteční deformace**

MKP model se skládá ze 3 částí, tj. zkušební vzorku a dvou podložek (posuvné a neposuvné). Jednotlivým částem byla vytvořena strukturovaná síť konečných prvků, pro jejíž tvorbu byl použit speciální program Altair Hypermesh 11.0 [85]. Síť konečných prvků byla následně importována prostřednictvím textového souboru s příponou .pc do programu PAM CRASH. V datovém souboru lze zadávat a verifikovat všechny vstupní parametry simulačního modelu (tj. materiálové vlastnosti, zatížení, experimentální data, kontakty atd.). Vytvořený MKP model je uvedený na obr. 5.6.1. Prostředí textového souboru znázorňuje obr. 5.6.2.



Obr. 5.6.1 MKP model vzorku dynamicky stlačovaného proti tuhé podložce bez počáteční deformace



Obr. 5.6.2 Modifikace vstupních parametrů MKP modelu v datovém souboru (vlevo); vizualizace simulačního modelu v programu PAM CRASH (vpravo)

Použité typy a velikosti elementů, které ovlivňují výsledný časový krok Δt (5.6.10) modelové simulace, jsou uvedeny v tab. 5.6.1.

Tab. 5.6.1 MKP model dynamicky stlačovaného vzorku

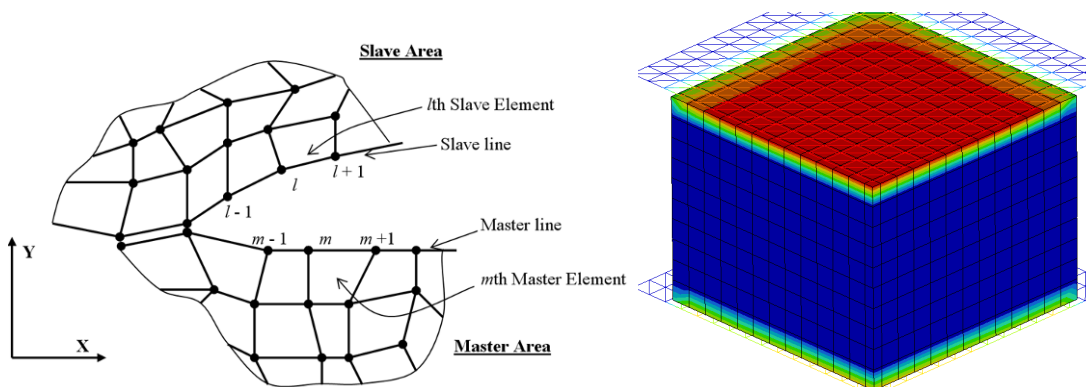
Model	Typ elementu	Velikost elementu [mm]	Počet elementů	Tření v kontaktu	Kontakt mezi částmi [mm]	Časový krok Δt [s]
Tuhé podložky	2D Shell	4	3600	0,1	0,5	$5,297 \cdot 10^{-1}$
PU pěna	3D Solid	4	6250	0,1	0,5	$0,1471 \cdot 10^{-4}$
NPU č.11	3D Solid	4	6250	0,1	0,5	$0,1392 \cdot 10^{-4}$

- **Počáteční a okrajové podmínky vzorku stlačovaného tuhrou deskou**

Počáteční a okrajové podmínky byly definovány obdobně jako v experimentu, které lze shrnout v následujících bodech:

- geometrické rozměry materiálového vzorku jsou 100x100x40mm,
- spodní podložka byla definována jako dokonale tuhá (tzv. Rigid body) a byl jí umožněn posuv ve vertikální ose Z ($u_z \neq 0$, $u_{x,y} = 0$) s harmonickou budící frekvencí s amplitudou $A(z) = 20$ mm (tj. 50% deformace) definovanou vztahem (5.3.7),
- horní podložka byla opět definována jako tuhá a zároveň jako nepohyblivá (fixní) ve všech směrech ($u_{x,y,z} = 0$),
- kontakty byly definovány mezi styčnými plochami vzorku s tuhrou podložkou (tab. 5.6.1).

Řešení kontaktu mezi dvěma a více díly je v explicitní metodě provedeno tak, že princip spočívá v tom, že plocha působícího dílu tzv. *Slave Area* (v tomto případě tuhá deska) tlačí na plochu druhé části tzv. *Master Area* (v tomto případě vzorek), přičemž kontakt se vypočítává mezi uzlovými body, které jsou ve vzájemném spojení [86].



Obr. 5.6.3 Princip kontaktu v modelových simulacích explicitní metodou MKP: schéma (vlevo), výsledná aplikace v modelu (vpravo)

- Sestavení materiálového modelu vybraného vzorku PU pěny a NPU materiálu

Materiálové modely v programu PAM CRASH vybrané pro popis nelineárního chování vybraných vzorků jsou sestavené z materiálové knihovny [87], a to:

- Materiál popisující mechanické chování vzorku PU pěny byl definován prostřednictvím nelineárního materiálového modelu s označením 45 - *General Nonlinear Strain Rate Dependent Foam with Optional Energy Absorption*. Tento materiálový model byl již použit a publikován např. [17],[23] a [24]. Jeho výhodou je zejména umožnění posuzovat vliv tuhosti PU pěny v závislosti na rychlosti deformace. Vychází z charakteru reologického chování upraveného Kelvinova modelu (viz kap. 4.1) podle něhož lze v ose zatěžování následně vyjádřit Cauchyho napětí σ_i podle rovnice (5.6.12).

$$\sigma_i = E \cdot \varepsilon_i(t) + \eta_i \cdot \dot{\varepsilon}_i(t), \quad (5.6.12)$$

kde E je modul pružnosti, $\varepsilon_i(t)$ a $\dot{\varepsilon}_i(t)$ vyjadřuje deformace a rychlosti deformace do jednotlivého hlavního směru, η_i je tlumení materiálu.

- Materiálový model NPU materiálu č.11 byl sestaven pomocí Ogdenova materiálového modelu 37 - *Viscoelastic Ogden Rubber for Solid Elements* umožňující popisovat nejen viskoelastické, ale i hyperelastické vlastnosti materiálu (vhodné pro studii pryže, polymerů, vláken). Vychází z popisu funkční závislosti hustoty deformační energie $E(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$ definované vztahem (5.6.13), která vyjadřuje energii, kterou je potřeba vynaložit pro stlačení dané struktury. Prakticky se jedná o analogii se vztahy (4.2.5 a 4.2.10, kap. 4). Další výhodou pro použití tohoto modelu je nezávislost deformace na rychlosti stlačení, což odpovídá stanovenému mechanickému chování vzorku NPU materiálů č. 11 (Petrů [88]).

$$E(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = \sum_{i=1}^3 \frac{\mu_p}{\alpha_p} \cdot \left(\sum_{i=1}^3 \lambda_i^{\alpha_p} - 3 \right), \text{ kde } i = 1, \dots, 3, \quad (5.6.13)$$

kde $E(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$ je hustota deformační energie, μ_p , α_p jsou materiálové konstanty,

přičemž platí $\sum_{p=1}^n \frac{\mu_p \cdot \alpha_p}{2} = G$, kde G je modul ve smyku definovaný podle vztahu

(5.6.14), $\lambda_i^{\alpha_p}$ jsou vektory protažení do hlavních směrů.

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}, \quad (5.6.14)$$

kde E je modul pružnosti, ν je poissonovo číslo.

Pomocí deformační energie $E(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$ lze následně vyjádřit Cauchyho napětí σ_i do hlavních směrů podle (5.6.15).

$$\sigma_i = p_k + \lambda_i^{\alpha_p} \cdot \frac{\partial E(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)}{\partial \lambda_i^{\alpha_p}}, \text{ kde } i = 1, \dots, 3, \quad (5.6.15)$$

kde p_k je kompresní tlak.

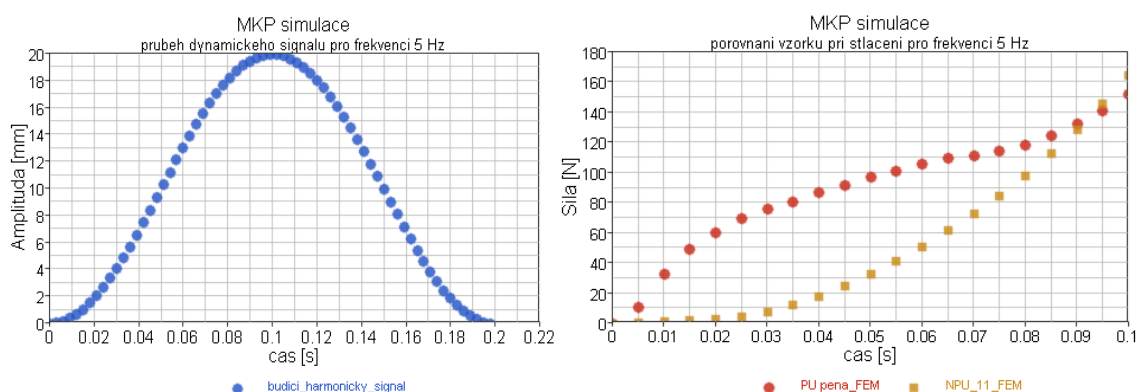
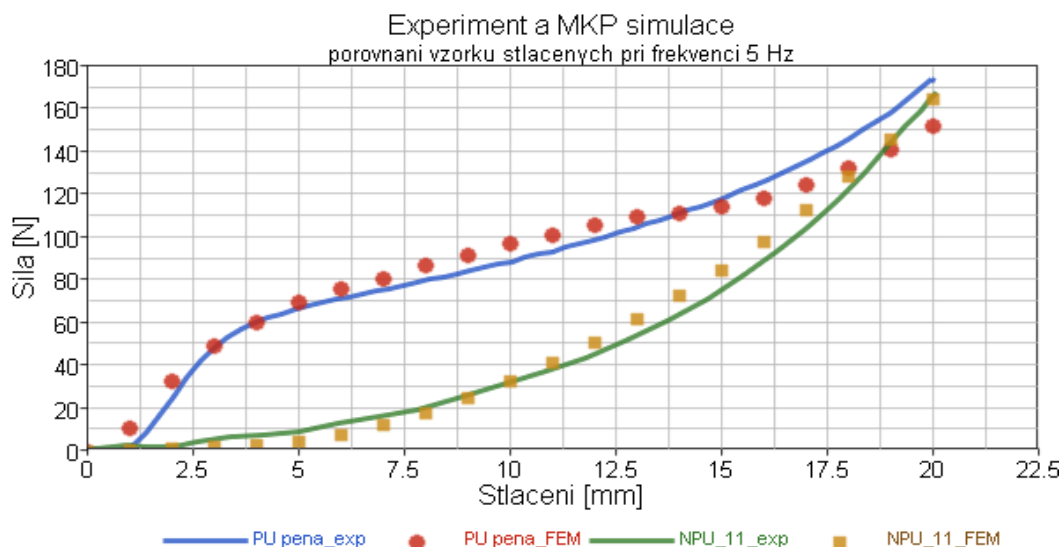
Vstupní materiálové parametry simulačního modelu jsou uvedeny v tab. 5.6.2.

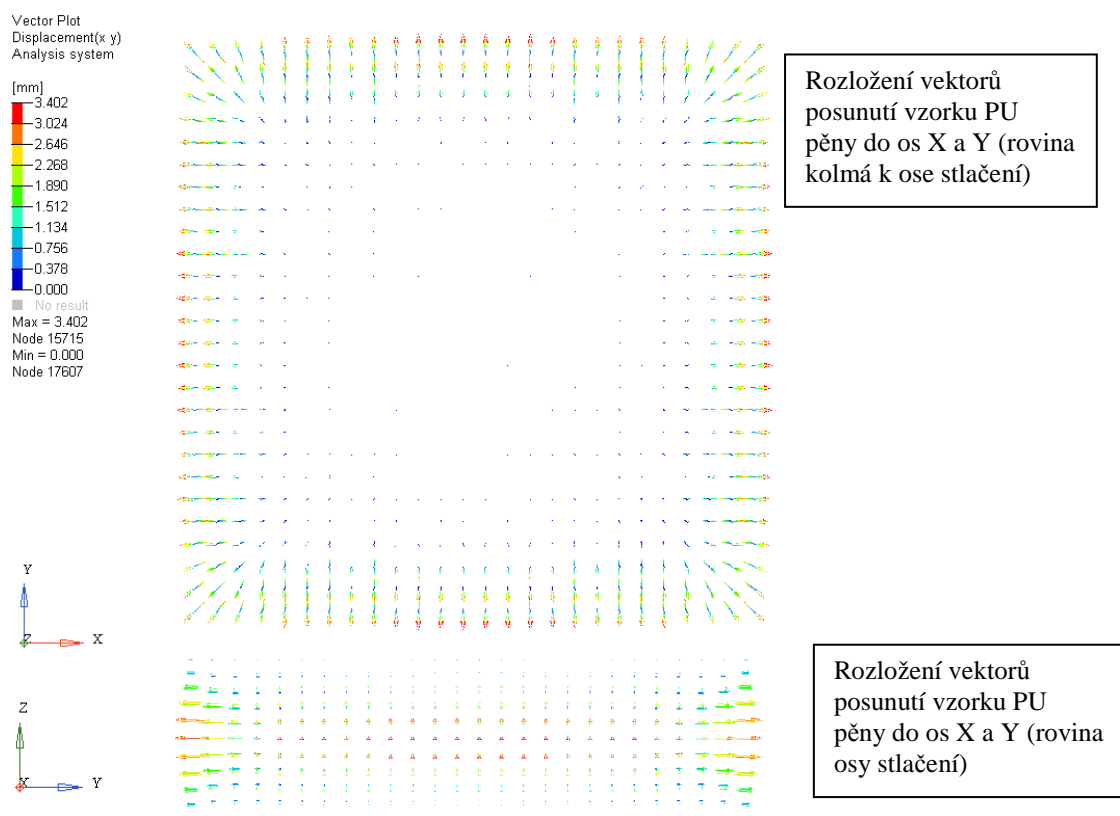
Tab. 5.6.2 Vstupní materiálové vlastnosti MKP modelu dynamicky stlačovaného vzorku

díl	Materiálový model	Hustota [kg.m ⁻³]	Počáteční modul E [MPa]	Poissonovo číslo ν [-]	Tlumicí koeficient
Tuhé podložky	Lineární elastický	7850	210 000	0,3	-
PU pěna	mat. 45 (kap.5.7.1.2)	50,16	2,6	-	0,2
NPU č.11	mat. 37 (kap.5.7.1.2)	46,29	0,18	0,22	0,2

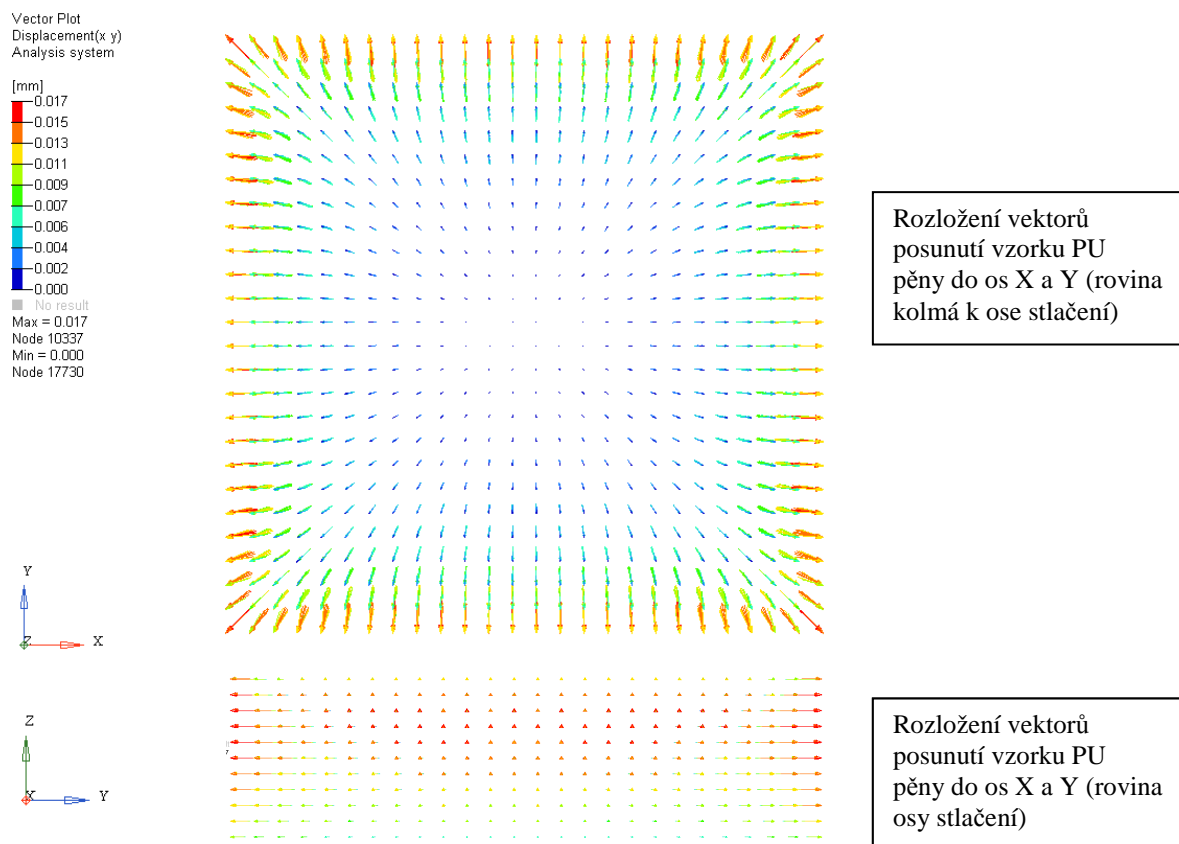
- Výsledky modelových simulací

Výsledky modelových simulací vzorku dynamicky stlačeného proti tuhé podložce bez počáteční deformace s parametry podle tab. 5.6.2 jsou v dobré shodě s experimentem. Výsledky modelové simulace znázorněné na obr. 5.6.5 jsou uvedené pro vstupní frekvenci 5 Hz, přičemž v porovnání s reálným experimentem vykazují do hodnoty 37,5% deformace vzorku (stlačení 15 mm) vysoký korelační koeficient (0,961). Pro stlačení vzorku na 50 % deformace vykazuje korelační koeficient mezi modelem a reálným měřením hodnotu korelace 0,932 a model vzorku NPU materiálu č.11 má hodnotu korelace 0,953.

**Obr. 5.6.4** MKP model: budící signál (vlevo), odezva materiálu na stlačení (vpravo)**Obr. 5.6.5** Porovnání výsledných průběhů stlačení vzorků: experiment a MKP model



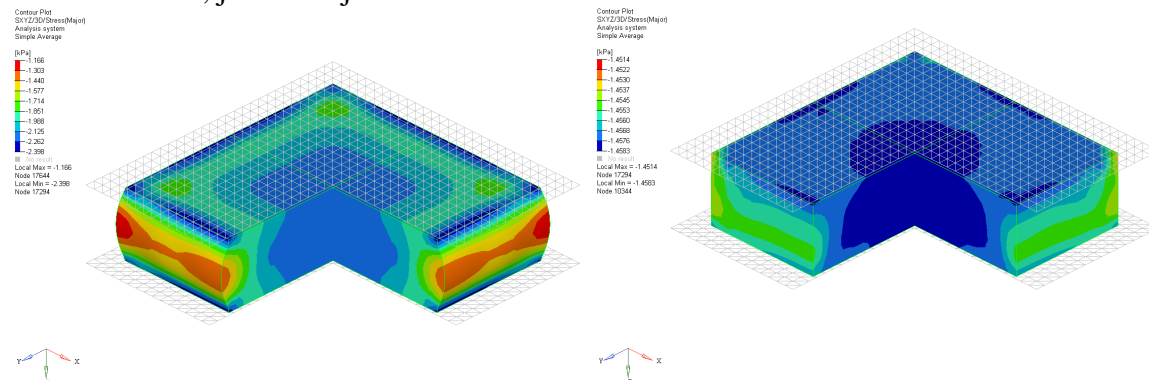
Obr. 5.6.6 MKP model vzorku PU pěny: rozložení vektorů posunutí při 37,5% deformaci



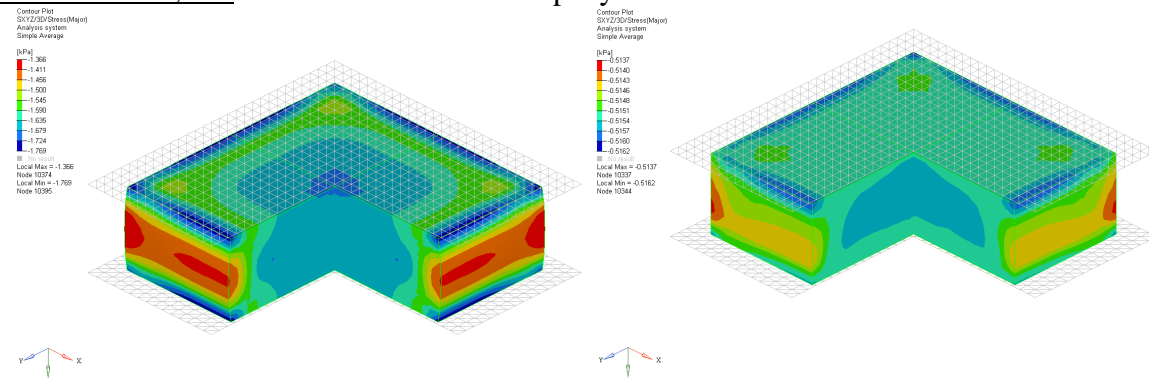
Obr. 5.6.7 MKP model vzorku NPU materiálu č. 11: rozložení vektorů posunutí při 37,5% deformaci

Rozložení přetvoření ve směru osy X a Y (rovina kolmá k ose stlačení) při 37,5% deformace vzorku ukázalo (obr. 5.6.6), že vzorek PU pěny se v těchto směrech výrazně deformuje, protože v těchto místech vzniká nejvyšší napětí. Maximální hodnota posunutí vektorů je 6,404 mm, což je přibližně 15% deformace vzorku. To vede k tomu, že struktura se významně vytlačuje ze vzorku. Vzorek NPU materiálu č.11 se prakticky v rovině kolmé k ose stlačení nepřetváří (obr. 5.6.7), neboť jeho maximální hodnota vektorů posunutí je 0,034 mm.

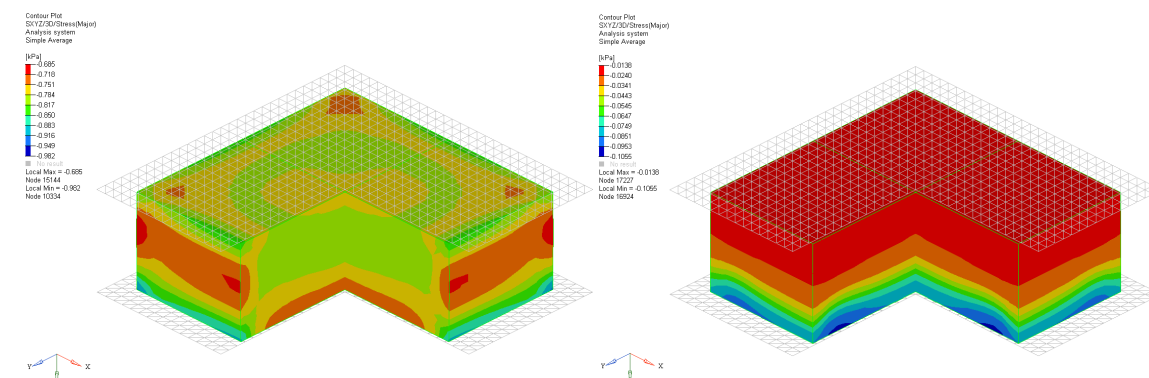
Rozložení přetvoření také ovlivňuje hodnoty maximálního hlavního napětí v průběhu stlačení, jak ukazuje obr. 5.6.8.



Deformace 37,5%: MKP model vzorku PU pěny MKP model vzorku NPU materiálu č.11



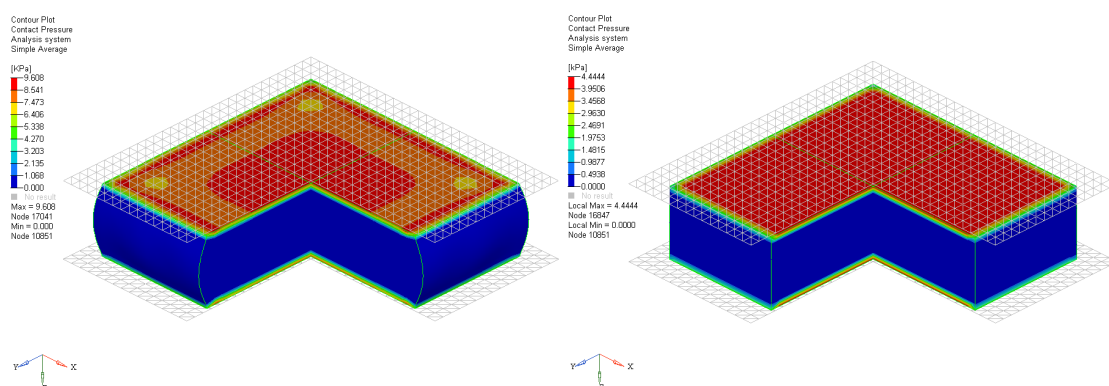
Deformace 25%: MKP model vzorku PU pěny MKP model vzorku NPU materiálu č.11



Deformace 12,5%: MKP model vzorku PU pěny MKP model vzorku NPU materiálu č.11

Obr. 5.6.8 MKP model: Porovnání průběhu hlavních napětí ve vzorku PU pěny a NPU materiálu č. 11 při dynamickém stlačení

Výsledky hlavních napětí znázorněné na obr. 5.6.7 ukázaly, že u vzorku PU pěny je rozložení hlavního napětí již při 12,5% deformace v oblasti následného vytlačování struktury, zatímco u vybraného vzorku NPU materiálu č.11 je při stejné deformaci hlavní napětí rozloženo v jednotlivých vrstvách. To u vzorku NPU materiálu vypovídá o tom, že při počáteční deformaci se napětí šíří v jednotlivých vrstvách (skladbách), tj. přibližuje to ukládání vláken na sebe, než dojde ke kompaktnímu stlačení vrstev vláken. Tento jev potvrzuje, že zatímco PU pěna z rychlosti deformace tuhne a vytlačuje strukturu ze vzorku, tak vybraný NPU materiál počáteční deformační energii absorbuje, neboť se v jednotlivých vrstvách vláken při deformaci postupně energie disipuje. Tyto výsledky byly dále studovány a ověřovány [17] a [24]. Výsledky simulace kontaktních tlaků ukázala, že přetvoření pěny ve směrech kolmých na směr stlačení vede k nerovnoměrné distribuci napětí, která se projeví i nerovnoměrným rozložením kontaktních tlaků u vzorku PU pěny, zatímco u NPU materiálu je rozložení tlaku rovnoměrné. Tyto výsledky není možno však dostupnými prostředky při dynamickém zatěžování experimentálně stanovit.



Obr. 5.6.9 MKP model: porovnání průběhu kontaktních tlaků při 37,5% deformaci vzorku

Hodnoty výsledků vzorků stlačovaných tuhou deskou při harmonickém signálu při frekvenci 5 Hz při 37,5% deformaci jsou uvedeny v tab. 5.6.3

Tab. 5.6.3 Výsledky napětí ve vzorku dynamicky stlačovaném

vzorek	Deformace [%]	Hlavní napětí [kPa]	Celkové napětí [kPa]	Kontaktní tlak [kPa]
PU pěna	37,5	2,398	2,422	9,608
NPU č.11	37,5	1,458	1,475	4,444

5.7 Závěr kapitoly

Kapitola 5 se věnovala stanovení vybraných mechanických vlastností vybraných zkušebních vzorků, které jsou důležité pro návrh a výběr materiálu pro konstrukci sedáku komfortní výplně. Byly sestaveny a realizovány statické a dynamické měření vzorků na experimentálních zařízeních. Z měření byl výsledně vybrán vzorek NPU materiálu č. 11, který má odpovídající vybrané mechanické vlastnosti v porovnání se vzorkem PU pěny. Porovnání ukázala, že vybraný vzorek PU pěny má větší počáteční statickou i dynamickou tuhost při stlačování tuhou deskou než vybraný NPU materiálu č. 11 (kap. 5.2.1 a 5.3.1). Dále jsou jejich mechanické vlastnosti rozdílné v tom, že vzorek PU pěny je závislý na rychlosti deformace, kde vliv celistvé buněčné struktury neumožňuje vzduch v počáteční fázi vytlačit ze struktury a ten se uvnitř vzorku drží a následně se to projevuje vytlačením struktury. Má to za následek zvýšené rozložení hlavního napětí v obvodových částech vzorku PU pěny jak znázornily modelové simulace vzorku stlačovaného harmonickým signálem (kap. 5.6.1). Zatímco vzorek vybraného NPU materiálu č. 11 není tolik závislý na rychlosti deformace, což se projevuje prakticky stejnými průběhy hysterezní křivky při statickém i dynamickém stlačování. Také se neprojevuje vytlačování struktury při deformaci, neboť vzduch se ze struktury stačí vytlačit. Je to dáno tím, že pojená vlákenná struktura není tak celistvá jako buněčná. To se také ukazuje v rozložení působícího napětí, které je v počátečních deformacích rozloženo v mezivrstvách (skladbách vláken) až po určitém stlačení vrstev vláken dochází k ustálenému celistvému napětí. Z výsledků měření relaxace (kap. 5.4) bylo ukázáno, že při malé deformaci 10% se prakticky neprojevuje výrazný silový účinek u vzorku NPU materiálu č. 11 v porovnání se vzorkem PU pěny, za to u velké deformace 65% je silový účinek větší. Pomocí modelové simulace v MKP bylo také porovnáno rozložení kontaktních tlaků, které znázornilo že přetvoření pěny ve směrech kolmých na směr stlačení vede k nerovnoměrné distribuci napětí, která se projeví i nerovnoměrným rozložením kontaktních tlaků u vzorku PU pěny, zatímco u NPU materiálu č. 11 je rozložení tlaku rovnoměrné. Tyto výsledky není možno však dostupnými prostředky při dynamickém zatěžování experimentálně stanovit. Získané výsledky vedly k výběru materiálu pro konstrukci výplně komfortní vrstvy sedáku automobilové sedačky.

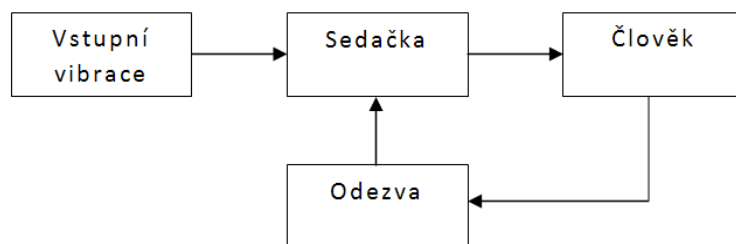
Kapitola 6

Konstrukční návrh aktivní regulovatelné výztuhy sedáku pro řízené snižování vibrací v automobilové sedačce

Obsahem kapitoly je konstrukční návrh aktivní regulovatelné výztuhy sedáku automobilové sedačky snižující mechanické vibrace přenášené sedákem automobilové sedačky na člověka. V úvodu jsou uvedeny konstrukční možnosti řízeného snižování vibrací. Následně jsou sestaveny diskrétní modely zatížené sedačky, pro provádění následné optimalizace dynamického systému člověk – sedačka. Dále jsou uvedena možná konstrukční řešení aktivní regulovatelné výztuhy do sedáku automobilové sedačky pro řízené snižování vibrací a jejich porovnání. Závěrem byla sestavena MKP simulace vybrané viskoelastické výztuhy pro posouzení stability a napětí při zatížení.

6.1 Konstrukční možnosti řízeného snižování vibrací

Přenos dynamických účinků jednotlivými částmi konstrukce automobilu (kola, tlumiče, pružiny, karosérie, interiér, sedačka) během jízdy do značné míry rozhodují o pocitu a kvalitě sezení na automobilové sedačce. Jedná se o stav kdy se budící účinky i vlastnosti kmitajících hmot (sedačka – člověk) za provozu často mění, a proto nelze uspokojivě docílit optimální vibroizolace sedačky. Budící dynamické síly jsou zejména setrvačné, protože způsobují rozkmitání jednotlivých částí, a to především rámu konstrukce sedačky. Nutné je proto vliv těchto vibrací eliminovat, nebo alespoň do jisté míry omezit. Potlačení vstupních budících sil je velmi komplikované, neboť je to závislé nejen na fyzikálních vlastnostech použitých konstrukčních materiálů, funkci konstrukce sedačky, ale i na nevyváženosti jednotlivých částí. Je to ovlivněno geometrií, uložením, poddajností a reakcí ve vzájemných vazbách. Chování systému sedačka – člověk, je proto ovlivněno fyzikálními a mechanickými parametry jako jsou např. hmotnosti, momenty setrvačnosti jednotlivých částí, tuhosti a tlumení meziprvkových vazeb. Optimálním principem by proto mohl být primární systém regulovatelného potlačování vibrací úpravou konstrukce zejména v místě, kde mají největší hodnotu (např. úpravou tuhé vany sedáku). V současnosti, kdy jsou návrhy konstrukčního řešení a optimalizace autosedačky omezeny na využití recyklovaných a nízkoobjemových materiálů je návrh takového systému výrazně komplikovanější, neboť následná konstrukční aplikace musí tyto požadavky respektovat. Optimalizační úpravy pro snížení vibrací mohou mít však i negativní účinky. Například při vyvážení kmitajících částí sedačky sice lze docílit částečného snížení vstupních vibrací, ale naopak to může vést k výraznému zvýšení hmotnosti konstrukce sedačky a také k nestabilitě a bezpečnosti sezení během nárazu. Minimalizace vibrací je proto systémové řešení vstupních parametrů, které vyjadřuje diagram na obr. 6.1.1.



Obr. 6.1.1 Diagram vstupních parametrů ovlivňujících systémové řešení

6.1.1 Prvky pro řízené snižování působících vibrací

Možnosti a metody účinného potlačování mechanických vibrací obecně kteréhokoliv strojního zařízení lze rozdělovat podle různých hledisek, kritérií a požadavků, která charakterizuje výsledná aplikace konstrukčního řešení sestavená z vhodných typů prvků, jak uvádí mj. Šika [89] a Slavík a kol.[90]. Ty lze z hlediska použitelnosti a ovladatelnosti pro konstrukční aplikace rozdělit následně na:

- **pasivní prvky** (neřízená regulace) – pružiny, tlumiče, pružně-tlumící prvky,
- **semiaktivní prvky** (poloaktivní řízená regulace) – řízení pružiny, tlumiče,
- **aktuátory** (aktivní regulace) – aktivní řízení působící síly (kapalinové, vzduchové, elektrické, elektromagneticky řízené prvky).

Pasivní a aktivní řízené regulace se dále mohou sestavit do zpětnovazebního systému řídicí jednotky v automobilu tj. do řetězce senzor (akcelerometry, tenzometry, indukční odporová a délková čidla) – řídicí jednotka – řízená regulace. Zde lze doplnit, že pro aktivní systémy snižující mechanické vibrace o malých frekvencích a amplitudách by bylo vhodné použít piezoelektrické materiály zahrnující i sub-mikronovou oblast jak uvádí [89]. Pro rychlou a přesnou aktivní regulaci lze použít i tlumení prostřednictvím magnetoreologické kapaliny či magnetostrikčních materiálů ^(6.1).

Princip a následný návrh konstrukce vibroizolačního systému vychází z matematicko-fyzikálního popisu děje. Vede to k primárnímu řešení kompletně nové konstrukce (včetně nové geometrie rámu), nebo k řešení nového konstrukčního systému začleněného do současného provedení konstrukce automobilové sedačky. Systémové řešení lze podle funkce vibroizolačních požadavků charakterizovat následujícími body:

- **vibroabsorpce**, při níž připojíme k soustavě sekundární strukturu, která pohlcuje energii vstupního buzení vstupující do sedačky (např. dynamické hltiče – pasivně či aktivně řízené),
- **konstrukce přídavného tlumení** zvyšující poměrný útlum vlastních tvarů kmitů a snižuje hodnotu vstupní vibrace na frekvenčním spektru (např. vibroizolační mechanismus),
- **vibrokompenzace**, využití zpětnovazebních systémů např. feedback či feedforward pro systematické generování protisignálu ^(6.2).

Uvedené či jiné konstrukční prvky lze následně použít při návrhu konstrukce vibroizolačního systému, díky němuž se bude moci do jisté míry regulovat velikost vstupních vibrací. Primárně se jedná o systematické provedení konstrukčního systému,

^(6.1) Konstrukčně lze využít aktivně řízené magnetoreologické tlumiče, u nichž je akčním členem elektromagnet ovládající velikost průtokové štěrbiny jednoho z ventilů. Magnetoreologické kapaliny se v současnosti používají pro rychlé tlumení v tlumičích podvozku sportovních automobilů.

^(6.2) Feedback a feedforward je označení pro systém s aktivní zpětnou vazbou [89]. Feedforward je systém s aktivní zpětnou vazbou, který na rozdíl od feedbacku je má výhodu v možnosti použití pro řízení podstatně nižší vzorkovací frekvence u zpětné vazby (jedná se o adaptivní kompenzaci rušivého signálu) vstupního buzení (nejlépe pro regulaci hodnot vibrací frekvence kolem 2 – 4 Hz).

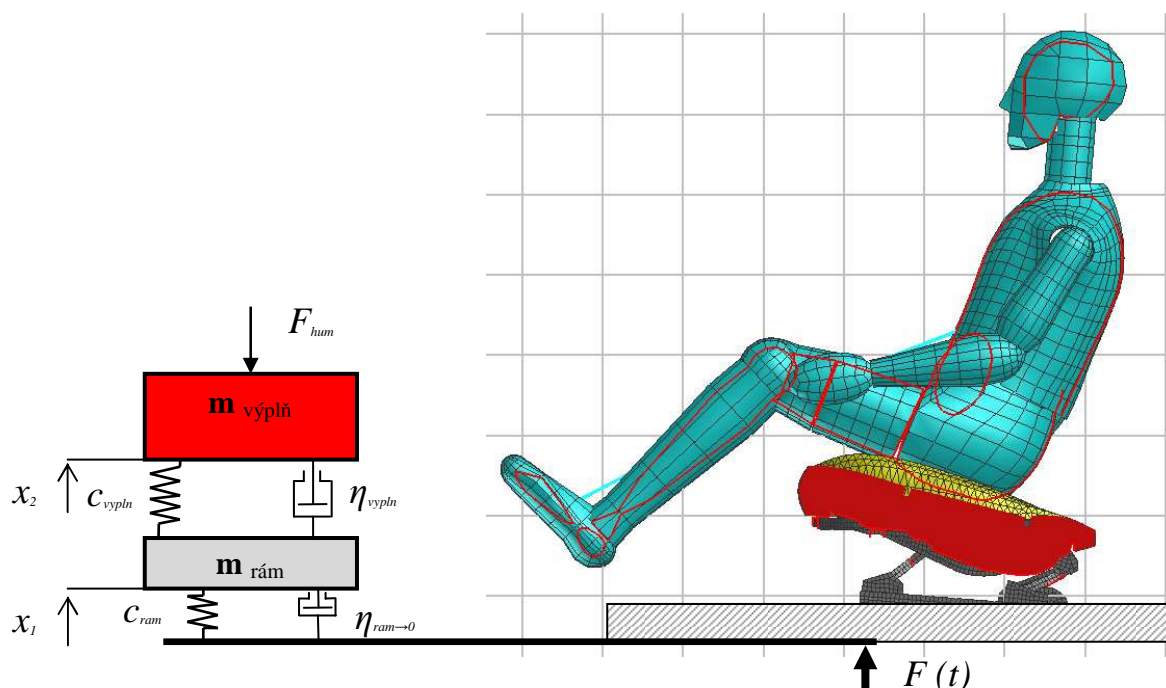
kteřý prostřednictvím kinematických vazeb bude tlumit, eliminovat rezonance, pohlcovat energii a vykazovat odpovídající přenosy. Do jisté míry by se mohlo jednat o princip dynamického hltiče, kde dochází k přenosu rezonančních hodnot frekvence na antirezonanční frekvence, které jsou na rozdíl od rezonančních frekvencí závislé jen na místě buzení. Tedy principem bude odvedení nežádoucích vibrací na konstrukci řízeného systému, kde vhodnou volbou parametrů (hmotnost přídatné hmoty, tuhost a tlumení připojovacích členů) lze ladit vlastní frekvenci na hodnotu vlastní frekvence primárního tlumeného systému, nebo případně na hodnotu výrazné budící frekvence, jejíž vliv na primární soustavu je nutné snížit. Musí se také připomenout, že určitou funkci pasivního dynamického hltiče plní již výplňový materiál komfortní vrstvy, neboť pasivně pohlcuje určitou část energie vstupního buzení. Pro posuzování a optimalizace současného systémového řešení je nutné sestavit zjednodušené mechanické modely, podle nichž lze získat matematické vyjádření problému.

6.2 Mechanické modely pro stanovení působících vibrací

6.2.1 Diskrétní dvoumotový model dynamické soustavy zatížené sedačky

Dynamickou soustavu, kterou tvoří člověk/sedačka lze chápat jako složitý mechanický systém, který se v závislosti na vstupních impedancích chová nelineárně. Matematické modely, které by přesně popisovaly takovéto chování, nebyly ještě vytvořeny a prakticky odpovídající analytický model nelze ani sestavit. Pro přibližný popis systému člověk/sedačka lze vycházet ze sestavení diskrétního modelu tvořeného soustředěnými parametry, kde hmotné geometrické části nahradíme hmotnými body v propojení s nehmotnými pružinami a tlumiči. Mohlo by se proto zdát, že dokonalost náhrady reálného systému diskrétním modelem s n -počtem prvků vzrůstá. To však neplatí obecně, jak uvádí Honců [91], protože je především obtížné určování číselných hodnot jednotlivých koeficientů tuhostí a tlumení postupně přidávaných nehmotných prvků. Přestože k určení některých parametrů lze využít měření a také modelových simulací pomocí MKP, nelze takovýmto modelem přesně docílit naladění soustavy, protože ovlivňování jakosti povrchu, disipace energie, velikost vůlí jednotlivých částí, či dokonce polohu a natočení součástí je velmi obtížné určit. Proto neznámé koeficienty lze přiblížit dalšími ladícími prvky s volenými hodnotami (mj. třecí členy, reakční síly, dopravní zpoždění, parametry vstupní chyby atd.). V diskrétních modelech je pohyb popsán obyčejnými diferenciálními rovnicemi, u kterých pokud jsou vstupní impedance dominantní v jednom směru tj. kolem statické rovnovážné polohy (např. vertikální kmity) lze v prvním přiblížení zanedbat parametry nelinearity elastické a tlumící síly. Pohybové diferenciální rovnice se následně dostávají do tvaru lineárních rovnic s konstantními koeficienty [90]. Pro kvalitativní posuzování matematického modelu člověk/sedačka je následně vhodnější použít MKP, kde lze zavést i nelineární členy a geometrické rozměry, přestože to vede k vytvoření modelů o velkém počtu stupňů volnosti $n > 10^4$ a tedy i významné časové náročnosti pro optimalizace návrhu řešení. Současné řešení automobilové sedačky resp. řešení konstrukce sedáku (konstrukce rámu, komfortní vrstva) lze popsat jako dvoumotovou soustavu, prostřednictvím které budeme přibližovat přenosové charakteristiky. Tento dvoumotový diskrétní model (obr. 6.2.1) bez uvažování vlivu opěráku je charakterizován hmotností výplně komfortní vrstvy m_{vypln} , hmotností rámu m_{ram} , tuhostí výplně k_{vypln} , tuhostí rámu

k_{ram} , tlumením výplně η_{vypln} , tlumením rámu η_{ram} , které je však minimální, když $\lim_{F(t)} \eta_{ram} \rightarrow 0$ a lze tedy tlumení rámu pro výpočty zanedbat.



Obr. 6.2.1 Diskrétní dvoumotový model (vlevo), MKP model (vpravo)

Model je vybuzený harmonickou silou $F(t)$, jenž pro periodické účinky lze ve výpočtech nahradit Fourierovou řadou. Proto je-li funkce $F(t)$ s periodou T_p je potom časový průběh síly dán funkcí podle vztahu (6.2.1).

$$F(t) = f(t + kT_p), \text{ kde } k = 1, 2, 3, \dots, m \quad (6.2.1)$$

Řešený problém současné konstrukce sedačky splňuje tzv. Dirichletův okrajový problém^(6.3), podle kterého lze vyjádřit vztah (6.2.1) ve tvaru nekonečné Fourierovi řady (6.2.2).

$$F(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t), \quad (6.2.2)$$

^(6.3) Fourierovu řadu lze rozvinout pro libovolnou funkci reálné proměnné, která splňuje okrajovou Dirichletovu podmínku [92]. Pro rovnici 6.2.1 jsou formulovány takto:

- $F(t)$ je periodická funkce (např. funkce sinus, cosinus),
- uvnitř zadaného intervalu (jedné periody) musí být $F(t)$ alespoň po částech spojitá, t.j. může mít konečný počet bodů nespojitosti prvního druhu,
- uvnitř daného intervalu musí mít funkce konečný počet extrémů,
- funkce musí být definována v krajních bodech intervalu (t.j. musí v nich nabývat konečných hodnot).

kde A_0 je počáteční amplituda, přičemž lze vyjádřit prostřednictvím efektivní hodnoty rychlosti vibrací RMS definované vztahem (2.2.5, viz kap. 2), neboť platí $A_0 = RMS^2$, a_n a b_n jsou konstanty rozvoje Fourierovi řady definované podle vztahu (6.2.3), ω je úhlová frekvence $\omega = 2\pi / T_p$.

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cdot \cos n\omega t dt, b_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cdot \sin n\omega t dt \quad (6.2.3)$$

Diskrétní model (obr. 6.2.1) je dále zatížen reakční silou F_{hum} analogického modelu člověka (figuríny) a podle toho standardní tvar dynamické rovnice dvoumotové soustavy je vyjádřený vztahem (6.2.4).

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}, \quad (6.2.4)$$

kde maticové a vektorové vyjádření parametrů hmotnosti \mathbf{M} , tlumení \mathbf{B} , tuhosti \mathbf{K} , silového zatížení ze vztahu (6.2.4) lze rozepsat podle následujících vztahů (6.2.5).

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{ram} & 0 \\ 0 & m_{vyp ln} \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \eta_{ram} & -\eta_{ram} \\ -\eta_{ram} & \eta_{ram} + \eta_{yp ln} \end{bmatrix}, \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{ram} & -k_{vyp ln} \\ -k_{vyp ln} & k_{ram} + k_{vyp ln} \end{bmatrix}, \quad (6.2.5)$$

$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} F(t) \\ F_{hum} \end{bmatrix} e^{i\omega t}, \mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}, \dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix}, \ddot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix}$$

Pomocí parametrů vyjádřených vztahy (6.2.5) lze řešit základní tvar dynamické rovnice (6.2.4), z které lze následně vyjádřit hledanou amplitudu ustálených kmitů základní hmoty A_1 v následujícím tvaru podle vztahu (6.2.6).

$$A_1 = \sqrt{\frac{(k_{vyp ln} - m_{vyp ln} \cdot \omega^2)^2 + \eta_{vyp ln}^2 \cdot \omega^2}{\{(k_{ram} - m_{ram} \cdot \omega^2) \cdot (k_{vyp ln} - m_{vyp ln} \cdot \omega^2) - m_{vyp ln} \cdot k_{vyp ln} \cdot \omega^2\}^2 + \eta_{vyp ln}^2 \cdot \omega^2 \{k_{ram} - (m_{ram} + m_{vyp ln}) \cdot \omega^2\}^2}} \cdot (F(t) + F_{hum}) \quad (6.2.6)$$

Pro optimalizaci současného řešení a minimalizaci vstupních impedancí se matematický vztah (6.2.6) vhodněji vyjadřuje pomocí bezrozměrných veličin, které lze zavést jako optimalizační parametry jak uvádí [90]. Za tímto účelem lze přímo zavést parametr naladění A_ξ , poměr hmotností A_m , poměrné tlumení A_η , poměr frekvencí A_f a statické vychýlení A_{1st} , které lze vyjádřit následujícími vztahy (6.2.7).

$$A_\xi = \frac{\omega}{\Omega_{ram}}, A_m = \frac{m_{vyp ln}}{m_{ram}}, A_\eta = \frac{\eta_{vyp ln}}{2 \cdot m_{vyp ln} \cdot \Omega_{ram}}, A_f = \frac{\sqrt{k_{vyp ln} / m_{vyp ln}}}{\Omega_{ram}}, A_{1st} = \frac{F(t) + F_{hum}}{k_{ram}} \quad (6.2.7)$$

Zavedením těchto vztahů lze vyjádřit přenosovou charakteristiku dynamicky zatížené dvoumotové soustavy podle diskrétního modelu 6.2.1, jenž je dána funkčním průběhem poměrné amplitudy A_1 / A_{1stat} podle vztahu (6.2.8).

$$\frac{A_1}{A_{1st}} = \sqrt{\frac{(A_\xi^2 - A_f^2)^2 + (2 \cdot A_\eta \cdot A_\xi)^2}{\{A_m \cdot A_\xi^2 \cdot A_f^2 - (A_\xi^2 - 1) \cdot (A_\xi^2 - A_f^2)\} + (2 \cdot A_\eta \cdot A_\xi^2)^2 \cdot (A_\xi^2 - 1 + A_m \cdot A_\xi^2)^2}} \quad (6.2.8)$$

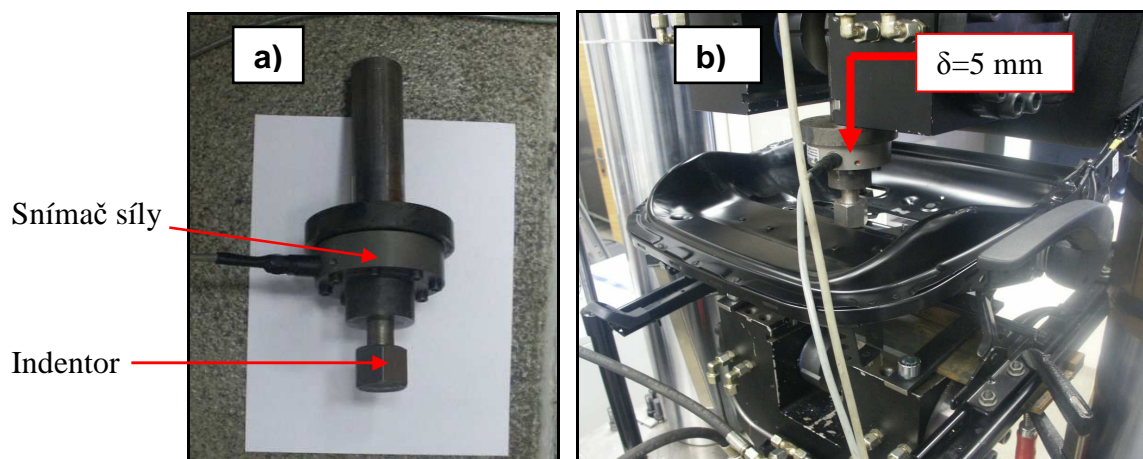
Průběh závislosti poměrné amplitudy A_1 / A_{1stat} se stává optimalizační úlohou vstupních parametrů (6.2.8) tj. hodnotu ovlivňuje hmotnost (rámu a výplně), tuhost (rámu a výplně), tlumení výplně, neboť tyto hodnoty vstupují do optimalizačních parametrů. Průběh následně ovlivňuje přenosovou charakteristiku, sledovanou především v rozmezí 0 – 12 Hz. Vztah (6.2.8) je již bez síly F_{hum} , která charakterizuje hmotnost analogického člověka (figuríny) zatěžující sedačku. Ta se poměrem A_1 / A_{1stat} vyruší, ale pro optimalizaci a konstrukční návrh nového řešení to není důležité, neboť přenos daný vztahem (6.2.8) již vyjadřuje odezvu vstupních parametrů navrhnuté konstrukce sedáku a výplně, která by v ideálním případě měla být nezávislá na hmotnosti člověka. Tedy lépe řečeno měla by být konstruována pro hmotnost jakéhokoli člověka. Diskrétní modely pro porovnání přenosových charakteristik vycházely z parametrů v současnosti vyráběné sedačky resp. konstrukce sedačky, která se bude optimalizovat.

- hmotnost konstrukce rámu sedáku m_{ram} volena v rozsahu 6,5 – 7,8 kg ,
- hmotnost komfortní výplně $m_{vypln} = 1,7 \text{ kg}$,
- tuhost komfortní výplně $k_{vypln} = 6000 \text{ N.m}^{-1}$,
- velikost tlumení komfortní výplně η_{vypln} volena v rozsahu 27 – 33 Ns.m^{-1} .

Bylo potřeba ještě stanovit hodnotu tuhosti konstrukce sedáku k_{ram} , která je specifickou geometrií tvaru rozdílná pro jednotlivé třídy konstrukcí sedaček. Obecná hodnota tuhosti konstrukce rámu sedačky je v literaturách uváděná $2000\text{--}5000 \pm 1700 \text{ N.m}^{-1}$. Vzhledem k tomu, že tyto hodnoty tuhosti jsou poměrně rozdílné a ovlivňují výsledný přenos, byl proveden experiment pro stanovení hodnoty tuhosti konstrukce v současnosti vyráběné sedačky.

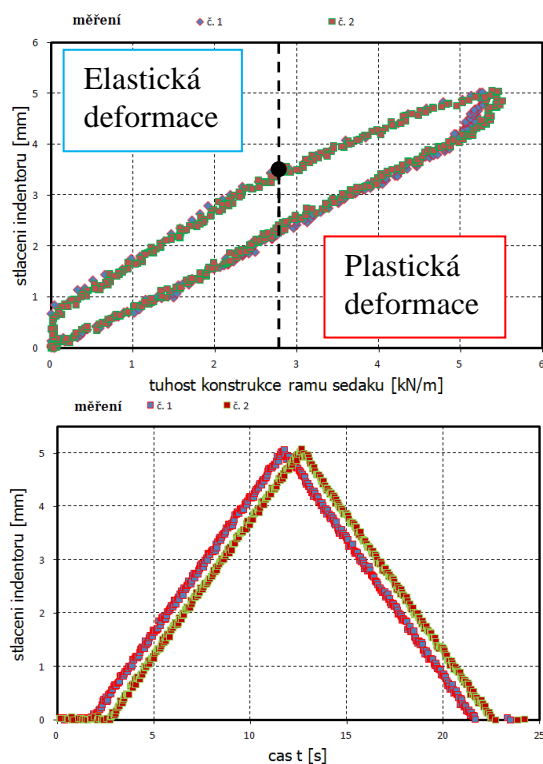
- Experimentální stanovení tuhosti konstrukce rámu

Experiment se provedl na testovacím zařízení s označením *FU 250 Inova* (zkušební zařízení pro kompresní a trhací zkoušky se zdvihem 100 mm s maximální rychlostí 0,1 m.s^{-1} , použitelné pro hodnoty maximální síly 250 kN). Konstrukce sedáku byla podélně ukotvena, v čelistech trhacího zařízení byl vertikálně upnut přípravek skládající se z indentoru (stlačovací tuhé těleso) o průměru 20mm a snímače síly se zatížitelností 10 kN. Vtlačení indentoru do konstrukce rámu sedáku bylo nastaveno do hodnoty 5 mm (obr. 6.2.2) a provedena byla 2 měření. Výsledky stanovily, že do hodnoty stlačení 3,5 mm se jedná o elastickou deformaci, která je směrodatná pro stanovení tuhosti. Při tomto stlačení se stanovila tuhost rámu $k_{ram} = 2800 \text{ kN.m}^{-1}$.



Obr. 6.2.2 Stanovení tuhosti konstrukce rámu sedáku:

a) přípravek - indentor se snímačem síly do 10 kN, b) realizace experimentu



Obr. 6.2.3 Výsledný průběh stanovení tuhosti (nahore), průběh stlačení (dole)

Plastická deformace na konstrukci vany sedáku



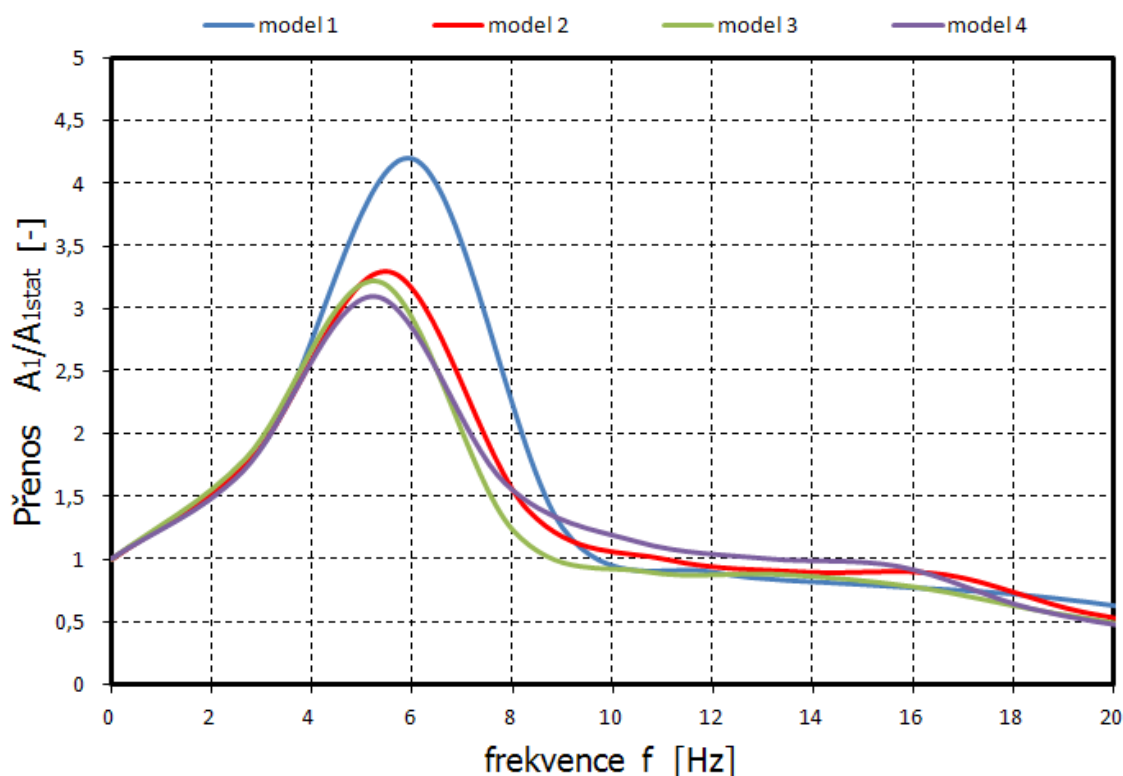
Obr. 6.2.4 Detail plastické deformace na konstrukci vany sedáku

- Výsledky diskrétního dvoumotového modelu

Do uvedených vztahů (6.2.1–6.2.8) se zavedly vstupní hodnoty a parametry uvedené v tab. 6.2.1. Výsledné průběhy přenosové charakteristiky pro zvolené parametry v závislosti na frekvenci jsou znázorněné na obr. 6.2.5. Z výsledků je patrné, že maximální hodnota přenosu je v oblasti frekvence 5 – 6 Hz, s maximální hodnotou přenosu 3 pro model č.1 a 4,3 pro model č. 4.

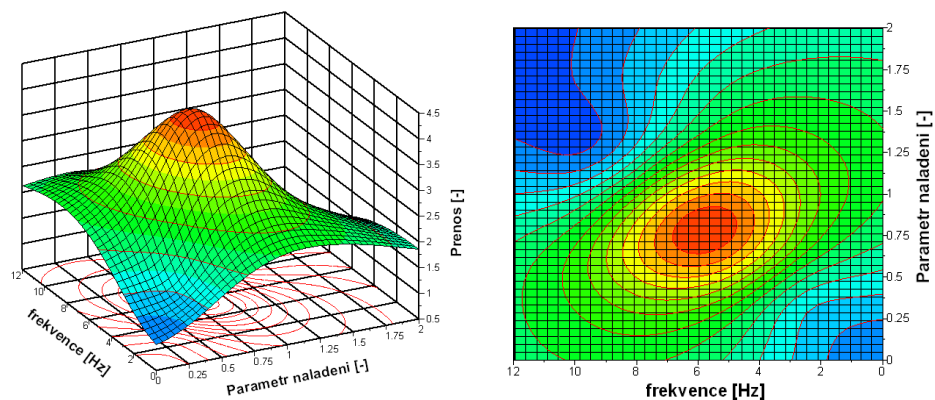
Tab. 6.2.1 Vstupní hodnoty dvoumotového diskrétního modelu sedačky

model	hmotnost		tuhost		vlastní frekvence		tlumení	parametry	
číslo	m_1 [kg]	m_2 [kg]	k_1 [N.m ⁻¹]	k_2 [N.m ⁻¹]	Ω_1 [s ⁻¹]	Ω_2 [s ⁻¹]	η_{vypln} [Nm.s ⁻¹]	A_η [-]	A_ξ [-]
1	7,80	1,70	2800	6000	15,47	72,77	27	0,51	4,70
2	7,20	1,70	2800	6000	16,01	72,85	31	0,57	4,53
3	7,10	1,70	2800	6000	16,19	72,86	33	0,6	4,50
4	6,50	1,70	2800	6000	16,90	72,95	33	0,57	4,32

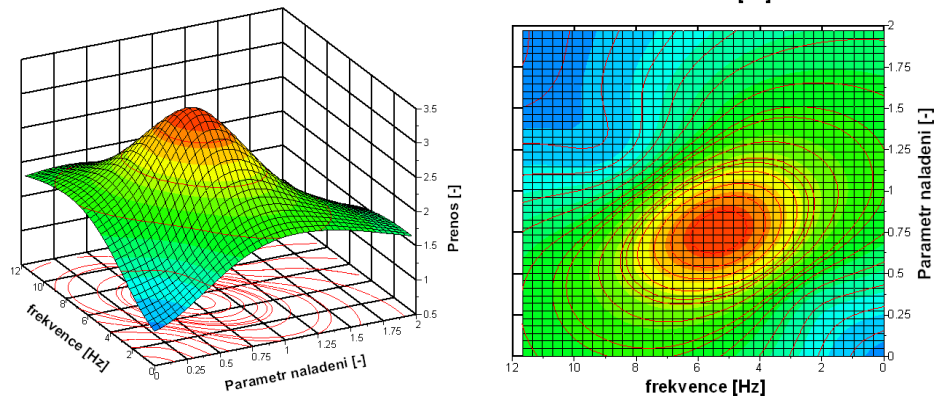
**Obr. 6.2.5** Přenosová charakteristika diskrétního dvoumotového modelu pro zvolené vstupní hodnoty

Optimalizaci diskrétního modelu konstrukčního řešení v současnosti vyráběných sedaček lze vyjádřit parametrickým grafem, kde k výslednému přenosu a frekvenci ještě přiřadíme parametr naladění A_ξ . Parametrické grafy (obr. 6.2.6) znázorňují, že vhodnou volbou parametru velikosti tlumení lze snižovat hodnotu poměrné amplitudy v patřičném frekvenčním pásmu pro měněné počáteční parametry. Avšak takovým to laděním diskrétního modelu stávajícího provedení konstrukce podle uvedených grafů, nelze docílit výrazného uklidnění hlavní hmoty tj. hmoty konstrukce rámu a nelze ani přenosovou charakteristiku významně ovlivnit. Je to dáno tím, že hodnota výsledného přenosu se postupnou volbou parametrů výrazně nemění. Potvrzuje to předpoklad, že bez aktivní regulace nelze docílit odpovídajícího přenosu sedačky v požadovaném frekvenčním pásmu a tedy minimalizovat vstupní vibrace šířící se sedačkou na člověka.

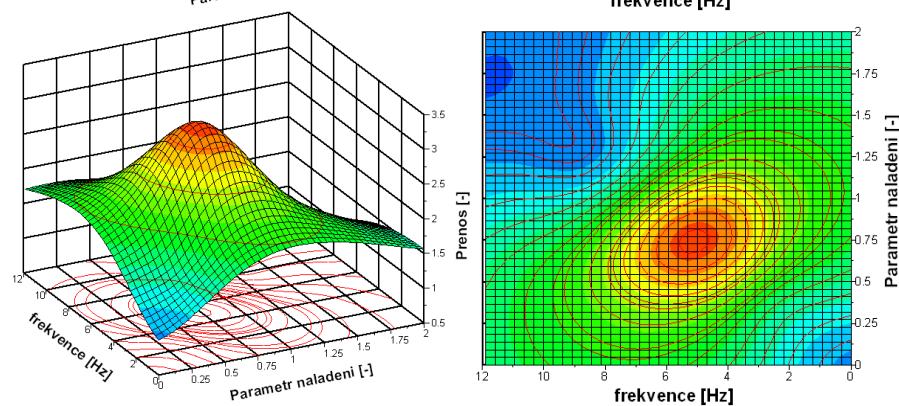
model č.1



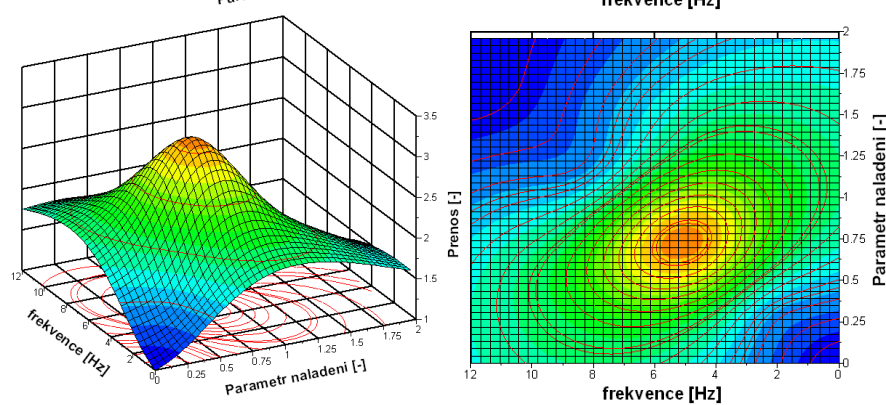
model č.2



model č.3



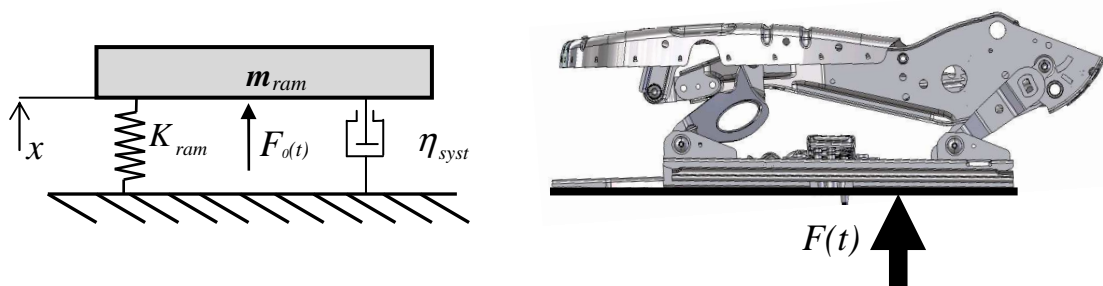
model č.4



Obr. 6.2.6 Graf závislosti parametru naladění na frekvenci a přenosu diskrétního modelu pro zvolené vstupní hodnoty

6.2.2 Diskrétní jednohomotový model samotné konstrukce sedáku

Zavedeme-li hypotetický předpoklad, že komfortní vrstva na sedáku není ^(6.4), přičemž takovéto konstrukci přidáme přídatné tlumení. Tento předpoklad lze popsat následně modelem jednoduché jednohomotové soustavy konstrukce sedáku s jedním stupněm volnosti znázorněným na obr. 6.2.7. Model má přidání tlumení η_{syst} a soustava je vybudena stejnou silou $F(t)$ danou vztahem (6.2.1). Z kmitající soustavy se prostřednictvím diskretních prvků pružiny a tlumiče přenáší do rámu celková reakční síla $R(t)$ daná vztahem (6.2.9) jejíž průběh je obdobný jako u $F(t)$, tedy také harmonický s amplitudou R_0 . Pro ustálený stav takovéto dynamické soustavy, lze podle [90] vyjádřit přenos síly do rámu R_0 / F_0 podle rovnice (6.2.10).



Obr. 6.2.7 Diskrétní jednohomotový model konstrukce rámu sedáku s uvažovaným přídatným tlumením

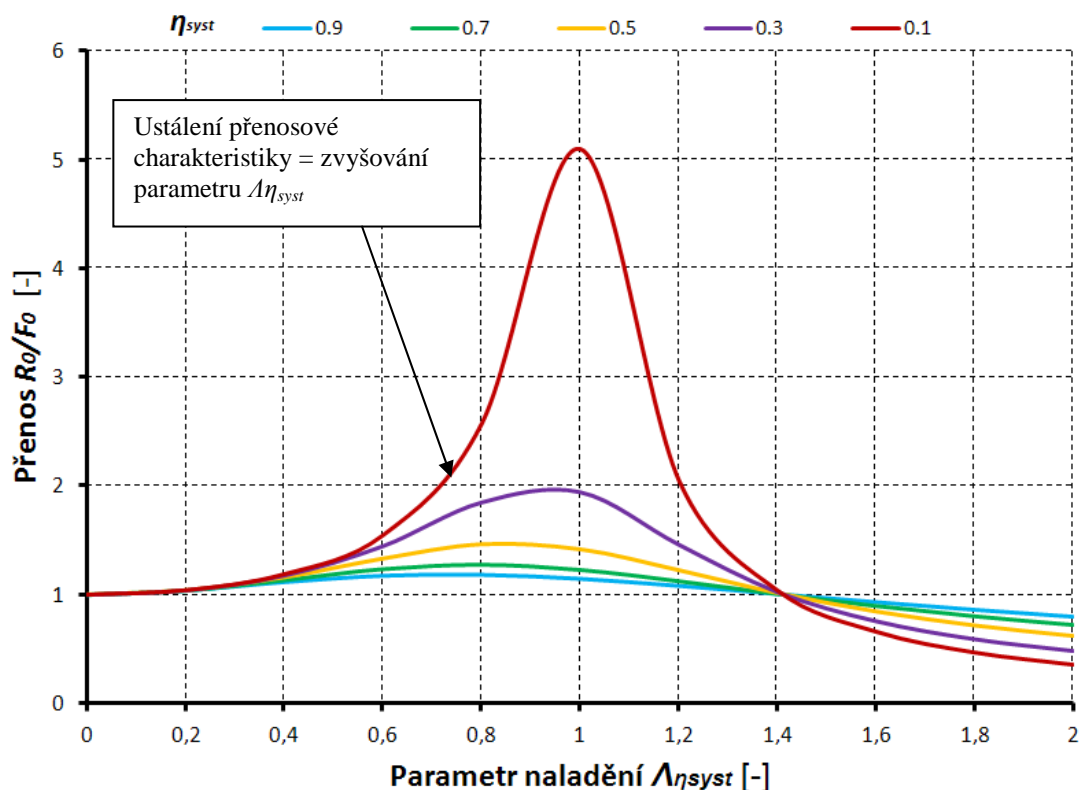
$$R(t) = k_{ram} \cdot x + \eta_{syst} \cdot \dot{x}, \quad (6.2.9)$$

$$\frac{R_0}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + (2 \cdot A_{\eta_{syst}} \cdot A_{\xi_{syst}})^2}{(1 - A_{\xi_{syst}}^2) + (2 \cdot A_{\eta_{syst}} \cdot A_{\xi_{syst}})^2}}, \quad (6.2.10)$$

kde $A_{\eta_{syst}} = \eta_{syst} / 2 \cdot \Omega \cdot m_{ram}$ je parametr tlumení systému, $A_{\xi_{syst}} = \omega / \sqrt{k_{ram} / m_{ram}}$ je parametr naladění systému.

Výsledný průběh přenosu R_0 / F_0 je uvedený na obr. 6.2.8. Zřetelně je vidět, že nejhorší přenosové poměry jsou v oblasti rezonance, kdy se vlastní frekvence systému rovná budící frekvenci tj. $A_{\xi_{syst}} = 1$. Pro odpovídající naladění systému v intervalu pro $A_{\xi_{syst}} \in (0; \sqrt{2})$ je amplituda síly přenášené do rámu vždy větší, než amplituda budící síly a na její zmenšení má příznivý vliv zvětšení tlumení. Především to vyjadřuje, že systém současného neaktivního provedení konstrukce sedáku automobilové sedačky lze ovlivnit aktivním řízeným tlumícím systémem.

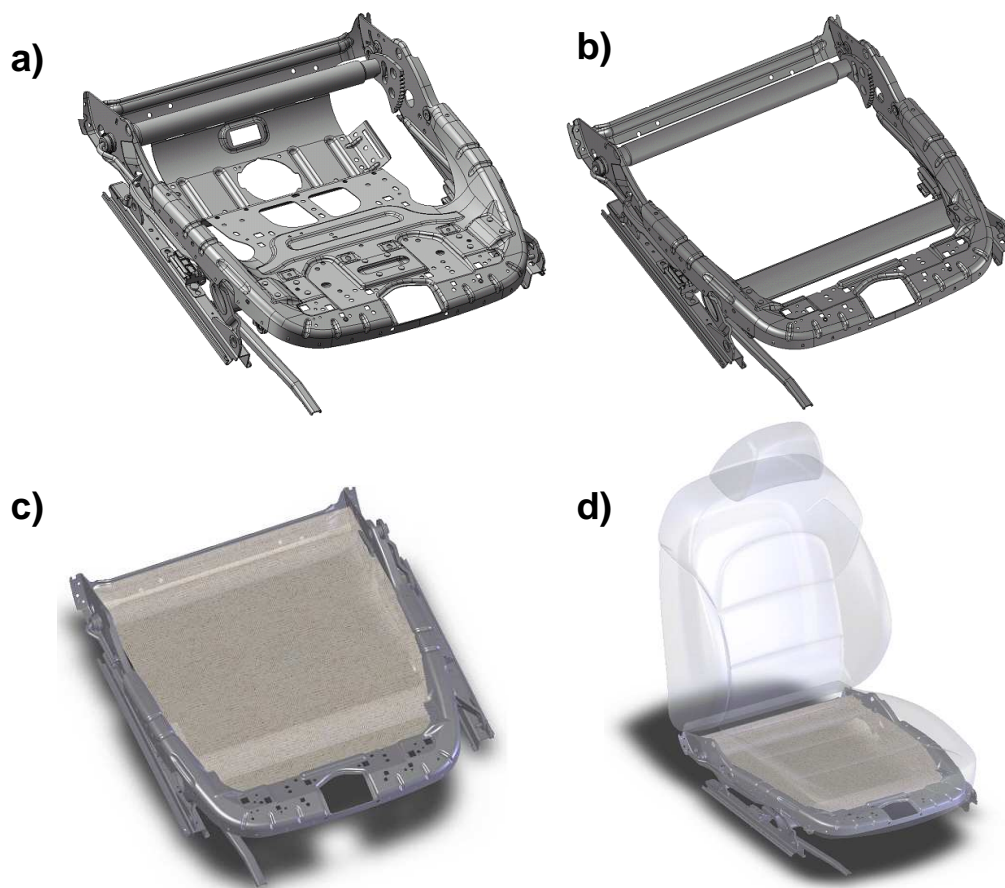
^(6.4)Pozn. Pro optimalizaci konstrukčního řešení to lze zavést, neboť tlumící vlastnosti komfortní vrstvy vždylepší stav vibroizolačních vlastností konstrukce sedačky a naopak, jestliže komfortní vrstva nebude či bude mít nulovou či minimální tloušťku, pak bude i minimální tlumení komfortní vrstvy $\eta_t|_{min}$ tedy $\lim \eta_t \rightarrow 0|_{min}$.



Obr. 6.2.8 Přenos diskrétního jednohmotového modelu v závislosti na parametru naladění

6.3 Návrh tlumicího systému do konstrukce sedáku automobilové sedačky

V této práci byl konstrukční návrh aktivního systému řízeného snižování vibrací začleněn do konstrukce rámu v současnosti vyráběné autosedačky. Prakticky, jak již bylo dříve znázorněno (obr. 2.11, kap. 2), je největší intenzita vibrací na elastické tuhé vaně sedáku, která je pasivní. Konstrukční možností je proto provedení úpravy současné konstrukce sedáku tj. nahrazení vybraných pasivních částí, které neplní bezpečnostní funkci (tj. výztuhová konstrukce vany, podpůrné profily pro uchycení vany a spojovací části), za aktivní regulační systém s pružně tlumícími vlastnostmi. V kap. 2.5 byly přiblíženy možnosti nahrazení současného provedení vany elastickými textiliemi (pleteniny, tkaniny), které se použily při řešeních pro odlehčení sedačky (obr. 2.5.8) nebo jako přenosový člen na přídavný tlumič u sedaček s nízkou tloušťkou výplně PU pěny (obr. 2.5.11). Představme si však autonomní systém, kde nahrazující výztuha nebude již jen nosný člen nebo elastický člen přenášející tlumení na další doplňkový systém, ale sama bude mít pružící a tlumící schopnosti, které bude možno regulovat. Tato konstrukční úvaha přináší do systému pružně-tlumící prvek s vazbou ke kmitajícímu objektu, kde při vhodném naladění vůči budící frekvenci bude možno cíleně snižovat velikost výsledného přenosu. Navrhovaný systém by mohla splnit nikoliv elastická výztuha (pletenina, tkanina), ale řízená **kompozitní viskoelastická výztuha** (Petrů a Novák [28]), kde odpovídající pevnost, nosnost, soudržnost by zajistilo kompozitní chování použitých recyklovaných materiálů. Na obr. 6.3.1 je znázorněná koncepce provedení konstrukce sedačky s viskoelastickou výztuhou.



Obr. 6.3.1 Koncept provedení sedačky s kompozitní viskoelastickou výztuhou:
a) konstrukce sedáku současného provedení, b) upravená konstrukce sedáku,
c) viskoelastická výztuha v konstrukci sedáku, d) provedení v konstrukci sedačky

6.3.1 Návrhy systému aktivní regulovatelné výztuhy sedáku

Konstrukční aplikace uložení viskoelastické kompozitní výztuhy do konstrukce sedáku automobilové sedačky není tak problematické, jako provést návrh jejího řízení resp. navrhnout systém její aktivní regulace. Za tímto účelem byly navrženy tři možné alternativy a variace konstrukčního provedení aktivní regulace viskoelastické výztuhy.

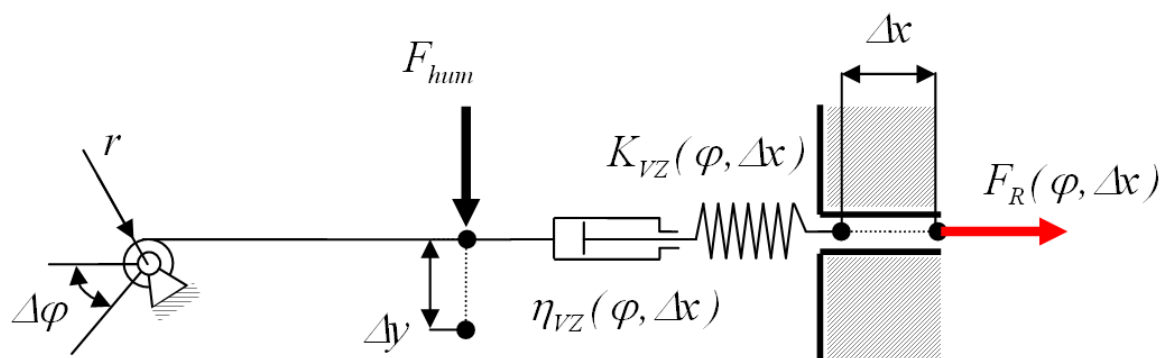
1) Konstrukční návrh systému aktivní regulovatelné výztuhy č. 1

V prvním návrhu aktivní regulace viskoelastické kompozitní výztuhy se nabízí konstrukčně jednoduché mechanické či elektromechanicky řízené natahování. To lze charakterizovat zjednodušeným modelem podle obr. 6.3.2. Model vyjadřuje charakter výztuhy prezentovaný sériovým zapojením pružiny o tuhosti K_{VZ} a tlumiče o tlumení η_{VZ} . Výztuha je na jedné straně regulovaná na počáteční tuhost rotačním členem (nebo také posuvným), jenž předepíná pružinu o úhel natočení φ a na straně druhé je pružina dopínána posuvným členem o hodnotu Δx . Potřebná reakční síla regulace F_R musí být v rovnovážné poloze s působící silou F_{hum} , která stlačí výztuhu o Δy . Plyne to z principu virtuální práce, popisuje to, že suma všech vykonaných prací uvádějící systém do rovnováhy je nulová (6.3.1). Tento vztah plně nahrazuje celou soustavu rovnic rovnováhy

psaných pro jednotlivá tělesa, ze soustavy a od vazeb uvolněná. Nesmí se však zapomínat, že posuvy Δx , Δy jsou jen virtuální a ve skutečnosti se mohou, ale nemusí uskutečnit, tj. jsou nekonečně malé (vzhledem k zanedbání změny původní geometrické konfigurace) a realizují se okamžitě (síly se proto nemění). Rovnováha mechanického modelu aktivně regulovatelné výztuhy návrhu č. 1 je popsána vztahem (6.3.2), ze kterého lze následně vyjádřit celkovou tuhost systému K_S .

$$\delta W = \sum_{i=1}^n \delta W_i = \sum_{i=1}^n F_i \cdot \Delta r_i = 0, \quad (6.3.1)$$

kde δW je virtuální práce, F_i je složka působící síly, Δr_i je složka výsledného virtuálního posunutí.

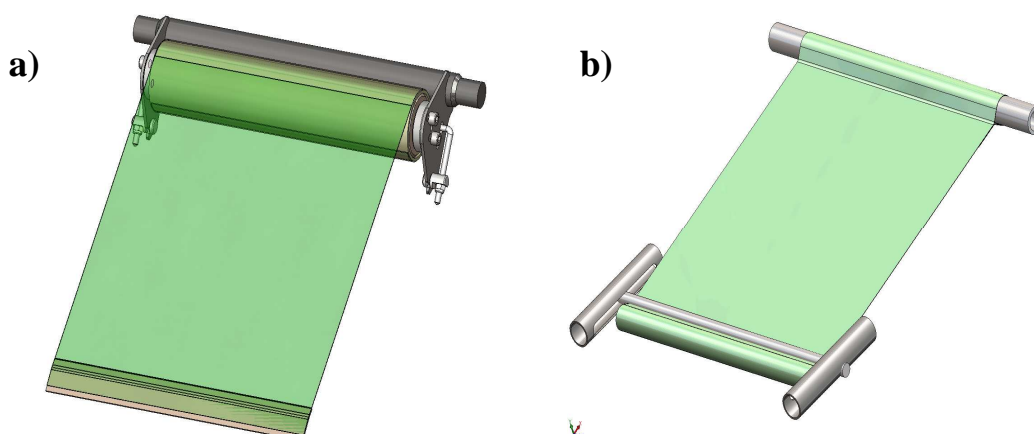


Obr. 6.3.2 Zjednodušený model návrhu systému aktivní regulace výztuhy (návrh č.1)

$$F_{hum} \cdot \Delta y = F_R(\varphi) \cdot \Delta x, \quad (6.3.2)$$

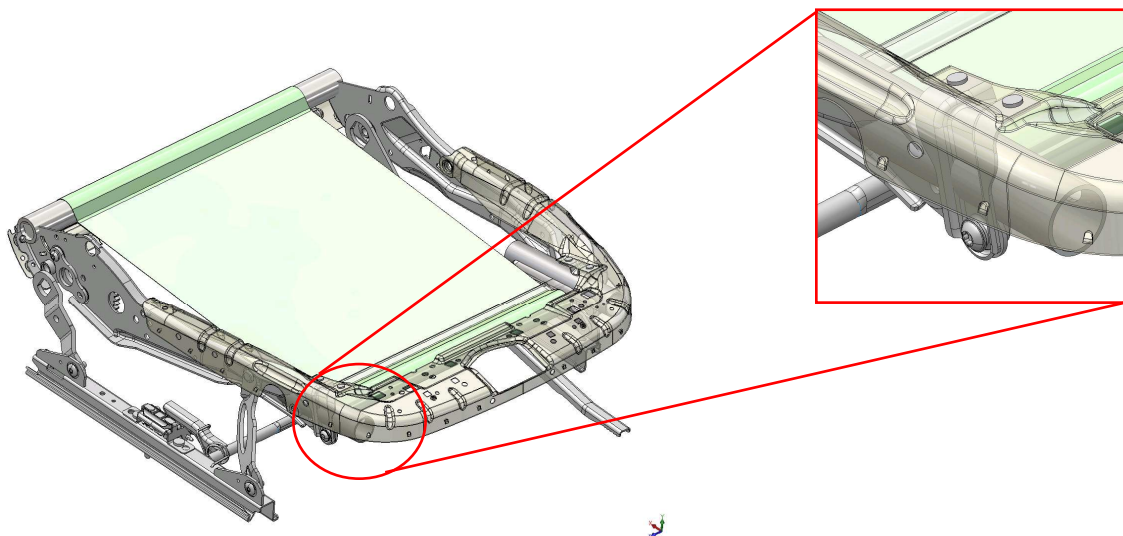
kde Δy je stlačení výztuhy vzniklé o působící síly F_{hum} , Δx je posunutí výztuhy, přičemž platí $\Delta x = r \Delta \varphi$, aby byla vyrovnána hodnota předpětí na obou stranách, r je poloměr otáčení rotačního členu.

Konstrukční provedení aktivní řízené výztuhy č.1 je znázorněno na obr. 6.3.3.



Obr. 6.3.3 Konstrukční provedení návrhu č. 1 aktivně regulovatelné výztuhy:
a) regulace přes rotační vazbu, b) regulace v přímočarém vedení

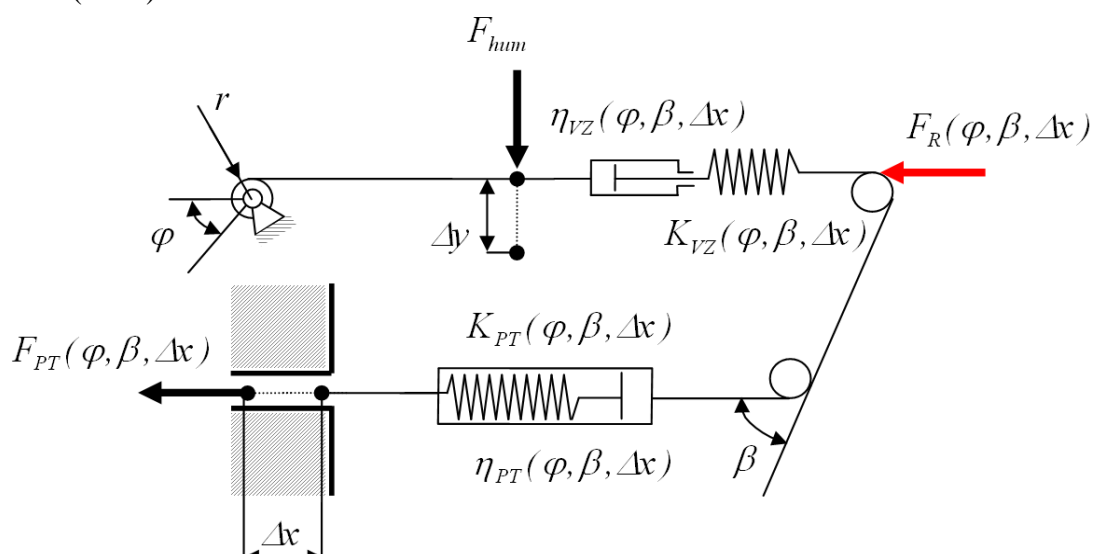
Návrh aplikace do konstrukce sedáku automobilové sedačky je znázorněné na obr.6.3.4.



Obr. 6.3.4 Uložení konstrukčního provedení návrhu č. 1 aktivně regulovatelné výztuhy v sedáku automobilové sedačky

2) Konstrukční návrh systému aktivní regulovatelné výztuhy č. 2

Konstrukční návrh systému aktivní regulace viskoelastické kompozitní výztuhy č. 2 rozšiřuje řešení č.1 o zvýšení pružně tlumících vlastností, čehož lze docílit např. zvýšením regulace systému o prvky pro řízené snižování vibrací, které byly uvedeny v kap.6.1.1. Návrh lze charakterizovat zjednodušeným modelem podle obr. 6.3.5. Model vyjadřuje dvě kinematické větve, první je stejná jako v provedení návrhu č. 1 (obr.6.3.3) a druhá větev představuje kladkové propojení viskoelastické výztuhy s prvky pro řízené snižování vibrací, které jsou znázorněny pružinou o tuhosti K_{PT} a tlumičem o tlumení η_{PT} . Rovnováha mechanického modelu aktivně regulovatelné výztuhy návrhu č.2 je popsána vztahem (6.3.3).

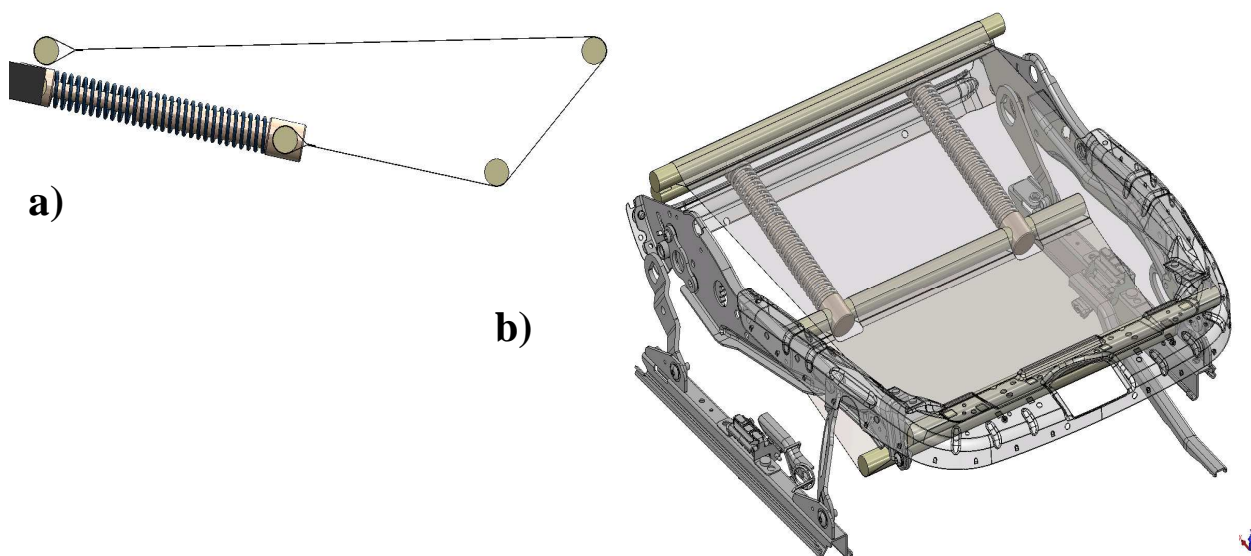


Obr. 6.3.5 Zjednodušený model návrhu systému aktivní regulace výztuhy (návrh č. 2)

$$F_{hum} \cdot \Delta y = F_{PT} \cdot \Delta x \cdot \frac{1}{e^{\alpha_1 f_1} \cdot e^{\alpha_2 f_2}}, \quad (6.3.3)$$

kde F_{PT} je výsledná působící síla v přidavném prvku pro řízené snižování vibrací, $e^{\alpha_i f_i}$ je Eulerův vztah pro opásání pro i -tou kladku, přičemž platí, že síla v tažné větvi je rovna součinu síly v tlačné větvi a odpovídajícím Eulerovu vztahu pro daný úhel opásání α_i a dané tření ν_i , bude platit rovnost $e^{\alpha_1 \nu_1} = e^{\alpha_2 \nu_2}$, když je úhlová poloha $\beta = 90^\circ$ a koeficienty tření jsou si rovny $\nu_1 = \nu_2$.

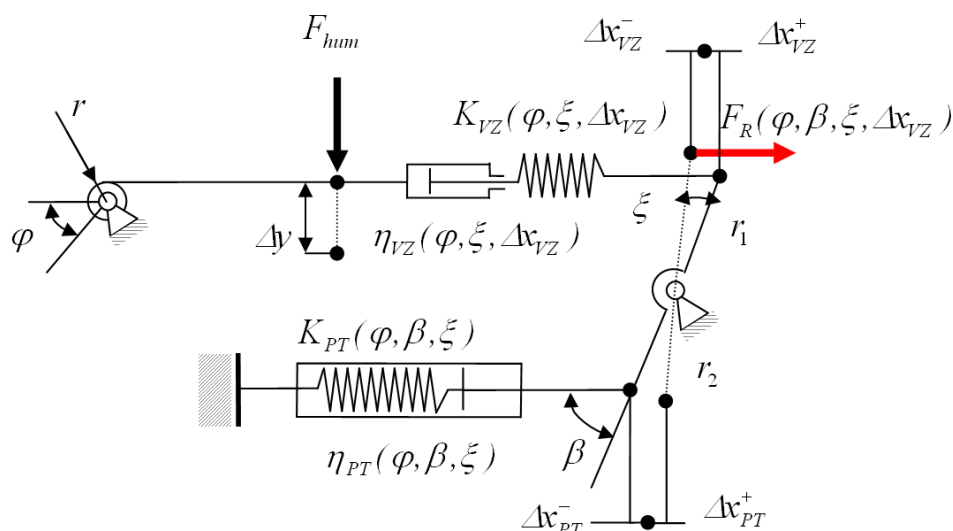
Konstrukční provedení aktivní řízené výztuhy č.2 je znázorněno na obr. 6.3.6.



Obr. 6.3.6 Konstrukční provedení návrhu č. 2 aktivně regulovatelné výztuhy:
a) možné provedení regulace, b) uložení aktivně řízené výztuhy v konstrukci sedáku

3) Konstrukční návrh systému aktivní regulovatelné výztuhy č.3

Konstrukční návrh systému aktivní regulovatelné výztuhy č.3 rozšiřuje řešení č.1 o kinematický mechanismus tvořený pákou, která na jedné straně reguluje předpětí pružiny K_{VZ} , neboť na straně druhé je držena v rovnováze prvkem pro řízené snižování vibrací. Optimální předpětí lze tedy docílit úhlovou polohou β okamžitého nastavení prvků pro řízené snižování vibrací, které jsou znázorněny pružinou o tuhosti K_{PT} a tlumičem o tlumení η_{PT} . Tuhost K_{PT} ovlivněná okamžitým natažením pružiny Δx_{PT} reguluje natočením páky kolem osy rotace o úhel ξ a tedy ovlivňuje okamžité protažení výztuhy Δx_{VZ} . Platí zde převodový poměr délky ramen páky r_1 a r_2 podle vztahu (6.3.4) ovlivňující velikost hodnoty celkové tuhosti aktivního systému K_S . Návrh lze charakterizovat zjednodušeným modelem podle obr. 6.3.7. Rovnováha mechanického modelu aktivně regulovatelné výztuhy návrhu č.3 je popsána vztahem (6.3.5).



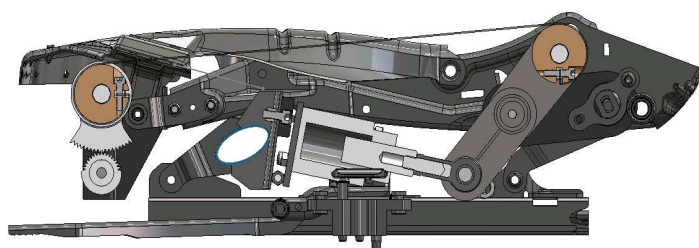
Obr. 6.3.7 Zjednodušený model návrhu systému aktivní regulace výztuhy (návrh č.3)

$$i_p = \sin \xi = \frac{\Delta x_{VZ}}{r_1} = \frac{\Delta x_{PT}}{r_2}, \quad (6.3.4)$$

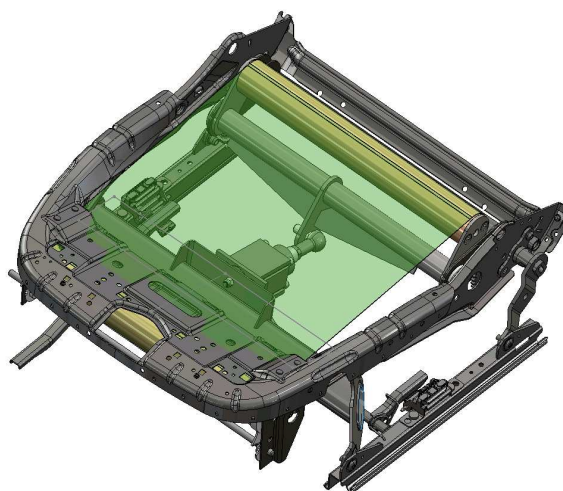
$$F_{hum} \cdot \Delta y = F_{PT} \cdot \Delta x_{VZ} \cdot \frac{r_2}{r_1}, \quad (6.3.5)$$

Konstrukční provedení návrhu č.3 s aplikací do konstrukce sedáku automobilové sedačky je znázorněné na obr.6.3.8.

a)

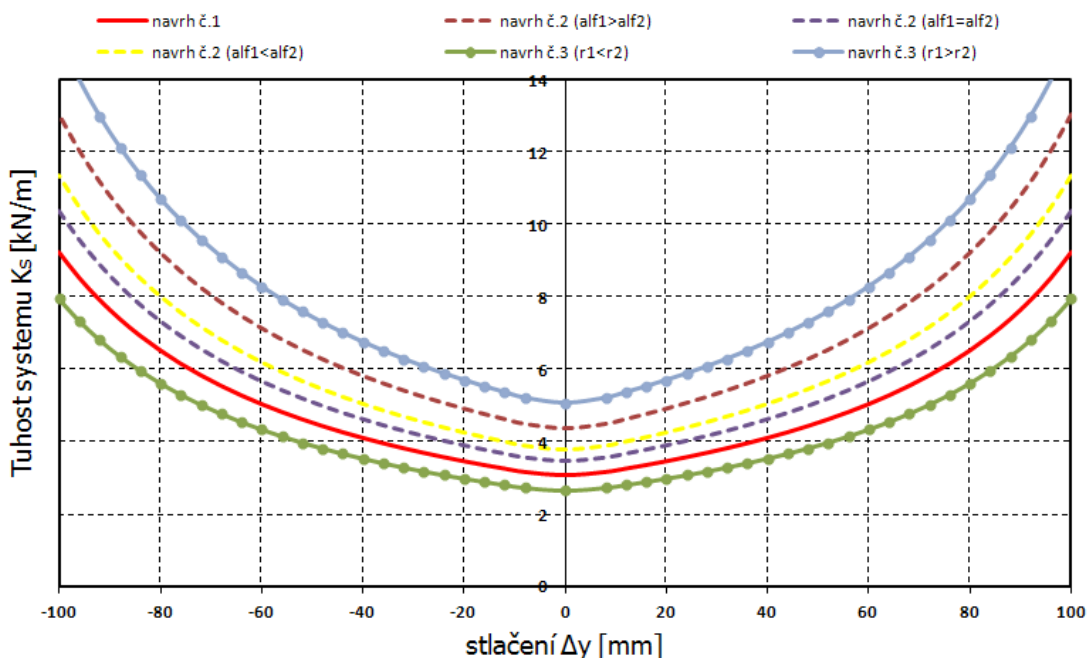


b)



Obr. 6.3.8 Konstrukční provedení návrhu č. 3 aktivně regulovatelné výztuhy:
a) možné provedení regulace, b) uložení aktivně řízené výztuhy v konstrukci sedáku

Konstrukční návrhy systému aktivní regulovatelné výztuhy č.1, 2 a 3 ovlivňují výslednou tuhost systému K_s . Pro stejně zavedené počáteční parametry $F_{hum} = 800\text{ N}$, $\beta, r, v_i = konst.$ jsou výsledné grafy průběhů tuhosti systému K_s v závislosti na stlačení Δy uvedeny na obr. 6.3.9. Z výsledků plyne, že návrh č.1 neumožňuje vhodně ovlivnit počáteční hodnotu tuhosti (červená křivka), zatímco návrhy č.2 a č.3 (čárkovaná a tečkovaná křivka) umožňují již počáteční hodnotu tuhosti regulovat. Je patrné, že u návrhu č.2 volbou úhlů α_1, α_2 lze regulovat počáteční hodnotu tuhosti a to jestliže je $\alpha_1 > \alpha_2$, tak tuhost se zvyšuje a naopak, jestliže je $\alpha_1 < \alpha_2$ tak tuhost se snižuje, přičemž nejnižší tuhosti se docílí, když je $\alpha_2 = \alpha_1$. Návrh č.3 umožňuje významně regulovat počáteční tuhost volbou velikosti ramen páky r_1, r_2 a to když je $r_1 > r_2$ tak se tuhost zvyšuje, a když je $r_1 < r_2$, tak se tuhost snižuje. Ideální systém aktivní regulace sedadla by měl vykazovat souměrnou a regulovatelnou charakteristiku tuhosti. Z průběhů znázorněných na obr. 6.3.10 se tomuto požadavku blíží nejvíce návrh č.3.



Obr. 6.3.9 Výsledný průběh závislosti tuhosti navrhovaného systému na stlačení

Pro ucelený popis návrhu aktivní regulovatelné výztuhy se musí také zohlednit kmitání samotné výztuhy ovlivňující regulaci tuhosti K_{vz} a tlumení η_{vz} , které se stávají závislé na čase. Jestliže by nastavením předpětí elastická složka významně převyšovala tlumící schopnosti, pak by se mohlo projevovat kmitání podobné předepnuté struně, jak uvádí např. [46], což by bylo pro výsledné řešení nevhodné. Proto při změně rychlosti deformace výztuhy $\dot{\varepsilon}_{kv}$ se při optimalizacích např. prostřednictvím MKP musí počítat také se vztahy pro velké deformace, které vzniknou při zatížení. Potom deformaci výztuhy $\varepsilon_{vz}(t)$ lze rozložit na složku elastickou $\varepsilon_{kvz}(t)$ a viskózní $\varepsilon_{\eta_{vz}}(t)$. Analogicky je to pro rychlost deformace $\dot{\varepsilon}_{vz}(t)$.

$$\varepsilon_{vz}(t) = \varepsilon_{kvz}(t) + \varepsilon_{\eta_{vz}}(t), \dot{\varepsilon}_{vz}(t) = \dot{\varepsilon}_{kvz}(t) + \dot{\varepsilon}_{\eta_{vz}}(t) \quad (6.3.6)$$

Zřejmě platí, že je elastická síla výztuhy $F_{Kvz}(t, m) = K_{VZ} \cdot \Delta y(t)$, a tedy i elastické napětí ve viskoelastické výztuze $\sigma_{Kvz}(t, m) = E_{VZ} \cdot \varepsilon(t)$ a zároveň tlumicí síla je $F_{\eta v z}(t, m) = \eta_{VZ} \cdot \Delta y(t)$ a tedy i tlumicí napětí ve viskoelastické výztuze je $\sigma_{\eta v z}(t, m) = \eta_{VZ} \cdot \dot{\varepsilon}(t)$, kde E_{VZ} vyjadřuje modul pružnosti. Jestliže zavedeme $\theta = 1$, $\theta_1 = 1/E_{VZ}$, $\theta_2 = 1/\eta_{VZ}$, pak můžeme rychlost deformace viskoelastické výztuhy vyjádřit parametrickou rovnicí (6.3.7) ^(6.5).

$$\theta \cdot \dot{\varepsilon}_{VZ}(t) = \theta_1 \cdot \dot{\sigma}_{VZ}(t) + \theta_2 \cdot \sigma_{VZ}(t), \quad (6.3.7)$$

kde $\sigma_{VZ}(t)$ je celkové napětí ve viskoelastické výztuze, $\dot{\sigma}_{VZ}(t)$ je rychlost změny celkového napětí ve viskoelastické výztuze.

V souladu se zavedenými vztahy (6.3.6 a 6.3.7) lze následně rozšířit (6.3.1) popisující princip virtuálních prací o příspěvek vnějších a vnitřních sil deformovaného tělesa podle vztahu (6.3.8).

$$\delta W = \sum_{i=1}^n \delta W_{ext} + \sum_{i=1}^n \delta W_{int} = 0, \quad (6.3.8)$$

kde δW_{ext} je příspěvek práce vnějších sil, δW_{int} je příspěvek práce vnitřních sil, přičemž platí $sign(\delta W_{int}) = -sign(\delta W_{ext})$

Výraz (6.3.8) lze dále zobecnit podle vztahu (6.3.9) ^(6.6) pro případ deformace viskoelastické výztuhy o objemu V_{VZ} , která má uzavřený povrch Γ_{VZ} .

$$\int_{V_{VZ}} \sigma_{VZ} \cdot \Delta \varepsilon_{VZ} dV_{VZ} - \int_{V_{VZ}} b_i \cdot \Delta r_i dV_{VZ} - \int_{\Gamma} \ell_i \cdot \Delta r_i d\Gamma = 0, \quad (6.3.9)$$

kde b_i jsou objemové síly, kde ℓ_i jsou zatěžující (povrchová) napětí.

^(6.5) Ke kompletnímu popisu rychlosti deformace viskoelastické výztuhy během zatížení by bylo nutné zavést ještě počáteční podmínky pro limitní případy, kde $\lim_{t \rightarrow 0+} \varepsilon_{KV}(t)$ a $\lim_{t \rightarrow 0+} \sigma_{KV}(t)$, a necht' se skutečné napětí $\sigma(t)$ a deformace $\varepsilon(t)$ blíží k $\sigma_{KV}(t)$ a $\varepsilon_{KV}(t)$, tedy $\sigma(t) \xrightarrow{n \rightarrow \infty} \sigma_{KV}(t)$ a $\varepsilon(t) \xrightarrow{n \rightarrow \infty} \varepsilon_{KV}(t)$.

^(6.6) Vysvětlení matematického výrazu lze nalézt pomocí tzv. Somiglianovi identity [92].

6.4 Návrh materiálu regulovatelné výztuhy

Materiál regulovatelné výztuhy byl vybírán pro odpovídající hmotnost, nosnost a tažnost pro regulaci. V této práci se vybíralo ze dvou vzorků kompozitních viskoelastických textilií (obr. 6.4.1) ^(6.7). Viskoelastické textilie se skládaly z nosné ortotropní tkaniny ze syntetických vláken (Polyamidová vlákna s označením PA 6.6 ^(6.8)), jejichž mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tab. 6.4.1. Syntetická vlákna byla ve vzorku č. 1 propojena s hyperelastickým zátěrem a u vzorku č.2 s izotropním zátěrem. Zátěr slouží pro zvýšení tažných vlastností. Při zkoušení mechanických vlastností byly použity vzorky o plošných rozměrech 150x50mm, jejichž charakteristiky jsou uvedeny tab. 6.4.2.

Tab. 6.4.1 Specifické vlastnosti syntetických vláken z PA 6.6

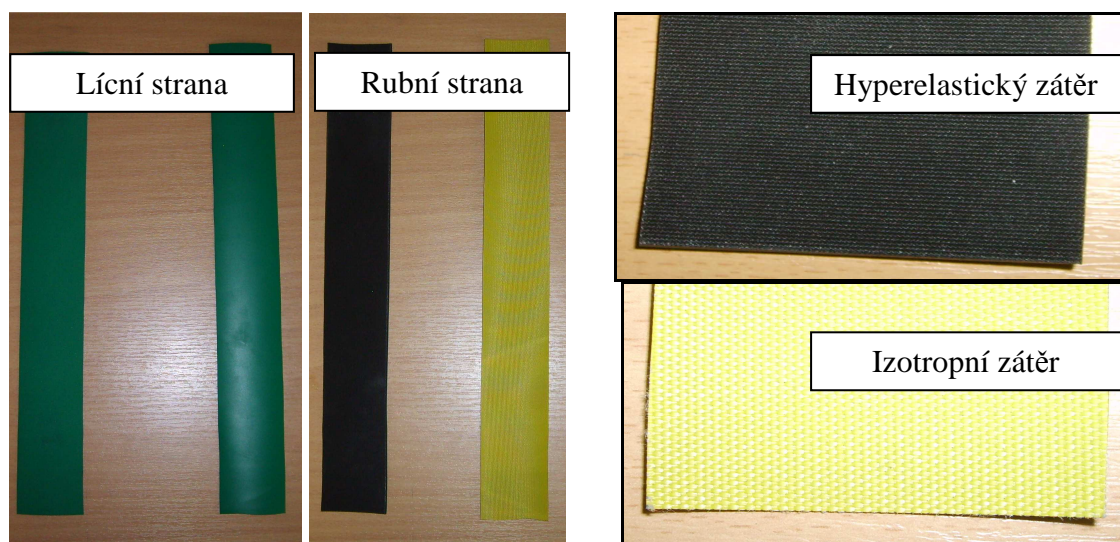
Specifické vlastnosti	hodnota	jednotka
Poměrné prodloužení na mezi kluzu	23	%
Hustota	1050-1250	kg.m ⁻³
Modul tečení v tahu (0,5% 1000 hod.)	2900/850	MPa
Modul pružnosti	600-1400	MPa
Maximální mez pevnosti v ohybu	125	MPa
Tažná pevnost	4200	MPa
Mez únavy při střídavém namáhání v ohybu (10 ⁷ zatěžovacích cyklů)	33	MPa
Součinitel kluzného tečení v porovnání s ocelí v suchém prostředí	0,38-0,45	-
Specifická tepelná kapacita	1,70	J/g .K
Teplota měknutí	235	°C

Tab. 6.4.2 Geometrické a materiálové vlastnosti zkušebních vzorků

Vzorek	Tloušťka [mm]	Rozměr [mm]	GSM (Plošná hmotnost) [kg.m ⁻²]	Objemová hmotnost [kg.m ⁻³]
Vzorek č.1	1,61	150x50	1695	1052,80
Vzorek č.2	0,67	150x50	858,92	1768

^(6.7) Během vybírání odpovídající viskoelastické textilie bylo zkoušeno deset materiálů, přičemž se pro popis velikosti sil v podélném a příčném směru navrhnul program postavený na matematickém modelu jednoosé tahové zkoušky anizotropní textilie se dvěma skupinami nití (Petrů a Novák [93]).

^(6.8) Jedná se o vlákna, která lze pro mechanické vlastnosti záměrně měnit, a to chemickým složením, geometrií a strukturou. Ve srovnání se základním polyamidem PA6 má o 20% lepší mechanické vlastnosti a menší navlhavost. Výhodou je výrazná rázová houževnatost a dobrá odolnost proti nárazu. Kompletní fyzikální vlastnosti jsou uvedeny např. v normách ISO 527 [94], ISO 899-1, ISO 178 [95].



Obr. 6.4.1 Vybrané materiály výztuhy: s hyperelastickým zátěrem (vlevo), s izotropním zátěrem (vpravo)

Obr. 6.4.2 Detail: hyperelastický zátěr (nahore), izotropní zátěr (dole)

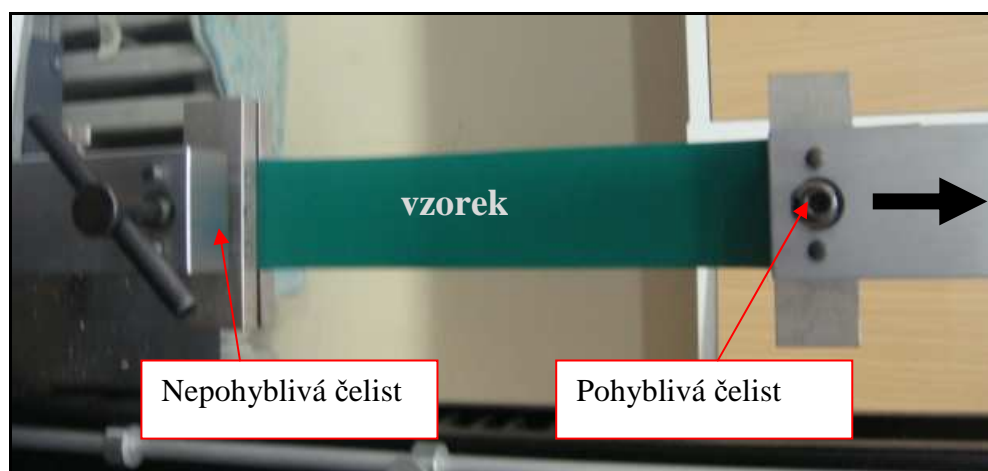
6.4.1 Zkoušení mechanických vlastností kompozitní viskoelastické textilie

Pro porovnání mechanických vlastností v podélném (MD) a příčném (CD) směru vzorku č.1 a č. 2 viskoelastických výztuh bylo provedeno:

- stanovení mechanických vlastností tahovou zkouškou,
- stanovení relaxace materiálu.

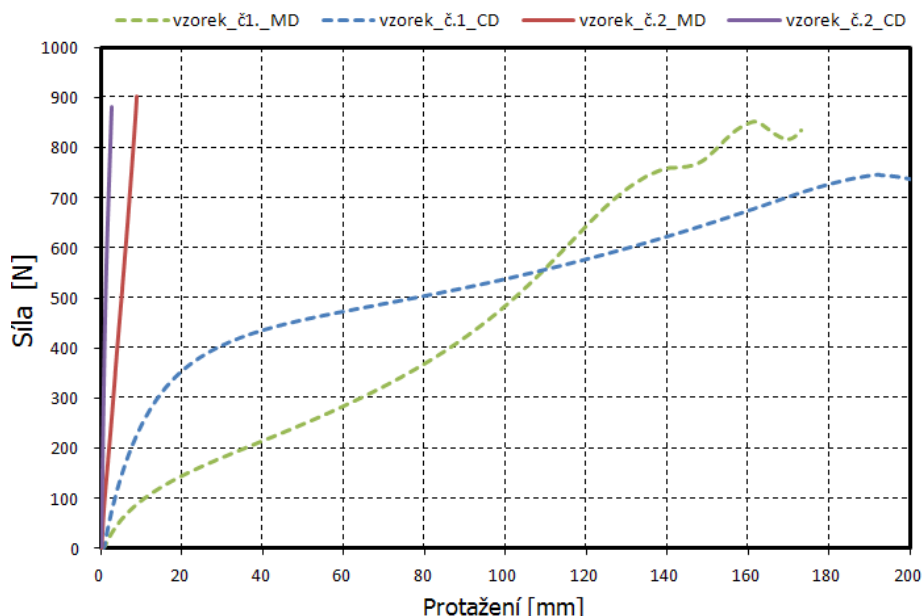
6.4.1.1 Stanovení mechanických vlastností tahovou zkouškou

Tahová zkouška se provedla na testovacím zařízení *Labortech 2.050*, kde vzorek textilie (výztuhy) byl upnut mezi dvě čelisti (pohyblivou a nepohyblivou), jak je znázorněno na obr. 6.4.3. Rychlost natahování byla stanovena na $100 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ do maximálního protažení vzorku.



Obr. 6.4.3 Provedení tahové zkoušky vzorku kompozitní viskoelastické výztuhy

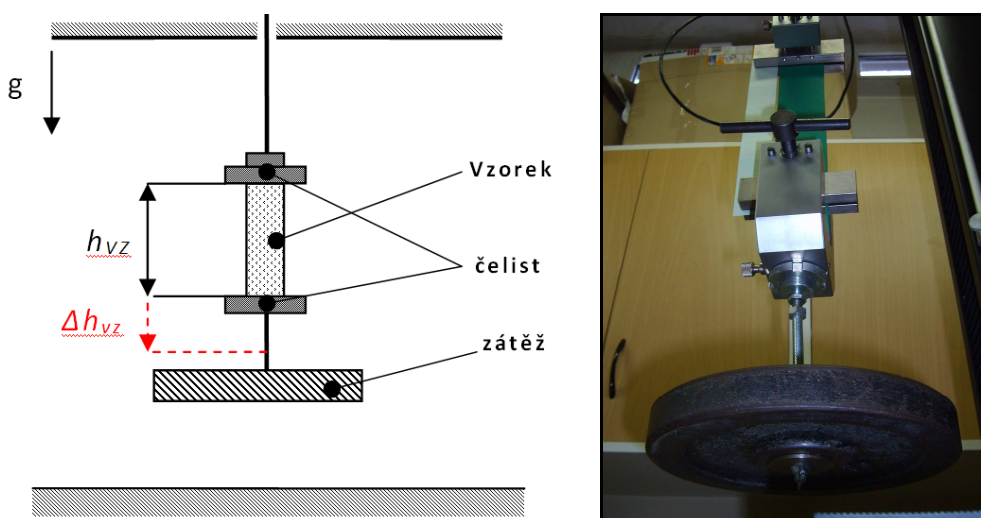
Výsledné průběhy natahování vzorků v podélném a příčném směru jsou uvedeny na obr. 6.4.4. Vzorek č.1 s hyperelastickým zátěrem má výrazně nelineární průběhy v MD i CD směru a je charakteristický vysokou pozvolnou tažností. Při protažení 100mm dosahuje přibližně tuhost v MD a CD směru 10 kN.m^{-1} . Vzorek č.2 s izotropním zátěrem se charakterizoval přibližně lineárními průběhy v MD a CD s vysokým nárůstem síly při minimálním natažení, je to dáno rychlým zpevněním materiálu před následným porušením. Při protažení 2 a 6 mm dosahuje přibližně tuhost v MD a CD směru 10 kN.m^{-1} .



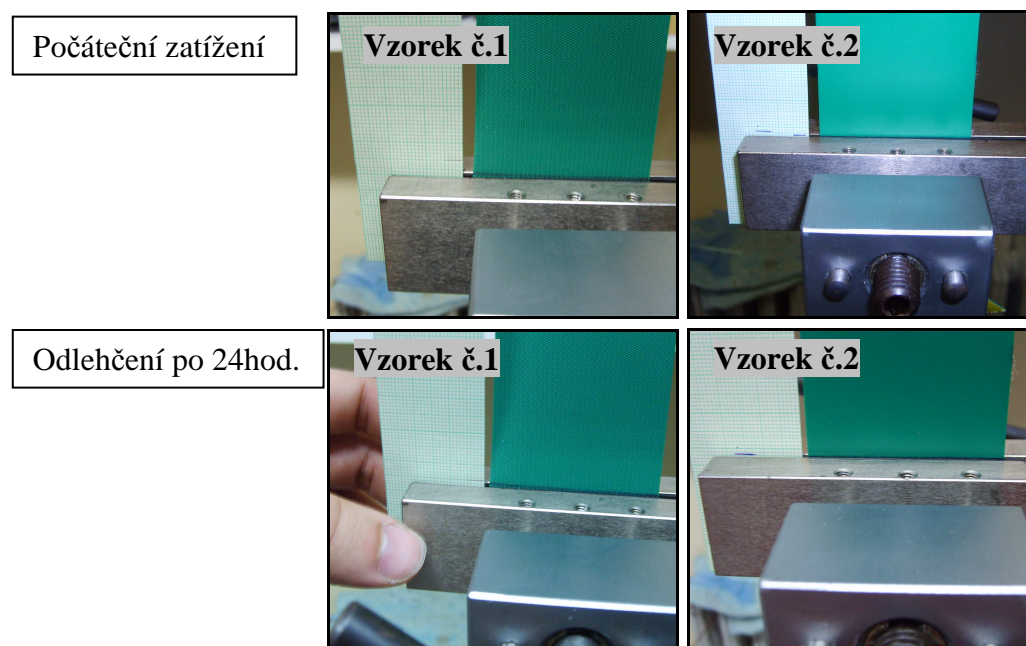
Obr. 6.4.4 Výsledné průběhy tahové zkoušky

6.4.1.2 Stanovení relaxace materiálu

Pro porovnání relaxace materiálu v podélném a příčném směru vzorku č.1 a vzorku č.2 byl proveden experiment. Vzorek o plošných rozměrech $150 \times 50 \text{ mm}$ byl upnutý v čelistech a zatížen tělesem o hmotnosti 5 kg (tj. 1 N.mm^{-1}) po dobu 24 hodin. Uspořádání experimentu je znázorněné na obr. 6.4.5. Výsledné protažení vzorku je uvedeno na obr. 6.4.6.



Obr. 6.4.5 Zkouška relaxace vzorku kompozitní viskoelastické výztuhy



Obr. 6.4.6 Zatížení vzorků pro posouzení relaxace materiálu

Vzorek č.1 se při počátečním zatížení protáhnul o $\Delta h_{vz} = 5mm$ a po odlehčení se vrátil okamžitě do původního stavu. Vzorek č.2 se při počátečním zatížení protáhnul o $\Delta h_{vz} = 1,2mm$ a po odlehčení se vrátil po krátkodobé relaxaci do původního stavu. Optimální vlastnosti pro návrh konstrukce aktivní výztuhy měl vzorek č.1, proto byl dále testován prostřednictvím modelových simulací v prostředí MKP.

6.5 MKP simulace mechanických vlastností aktivně regulovatelné výztuhy

Provedly se modelové simulace vybraného materiálu aktivně regulovatelné výztuhy pro posouzení následné aplikace v konstrukci sedáku automobilové sedačky. Tyto simulace jsou významné pro optimalizace a posouzení zejména tvarových změn a stability při dynamickém stlačení, ještě před realizací funkčního modelu. Modelové simulace byly provedeny v následujících krocích:

- sestavení simulace tahové zkoušky,
- sestavení nelineárního materiálového modelu kompozitní viskoelastické výztuhy,
- sestavení simulace aktivní regulovatelné výztuhy zatížené virtuální figurínou,
- vytvoření odpovídající konstrukce sítě konečných prvků výpočetního modelu v preprocesoru s importováním datového souboru do prostředí PAM CRASH,
- definování odpovídajících počátečních a okrajových podmínek,
- vyhodnocení a porovnání výsledků modelových simulací v postprocesoru.

6.5.1 MKP simulace tahové zkoušky

Vytvořil se plošný MKP model, který měl navrhnutou pravidelnou strukturovanou síť konečných prvků (tab. 6.5.1).

Tab. 6.5.1 MKP model vzorku kompozitní viskoelastické výztuhy

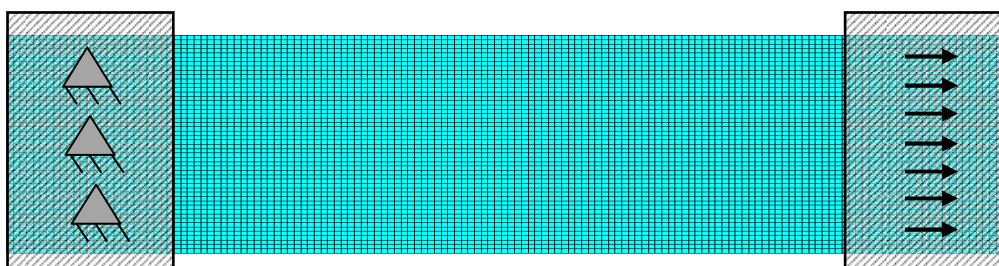
Model	Typ elementu	Velikost elementu [mm]	Tloušťka elementů [mm]	Počet elementů	Časový krok Δt [s]
vzorek	2D Membrane (quad, tria)	1,5	1,6	10000	$0,621 \cdot 10^{-4}$

- Počáteční a okrajové podmínky

Počáteční a okrajové podmínky byly definovány obdobně jako v experimentu, lze je shrnout v následujících bodech:

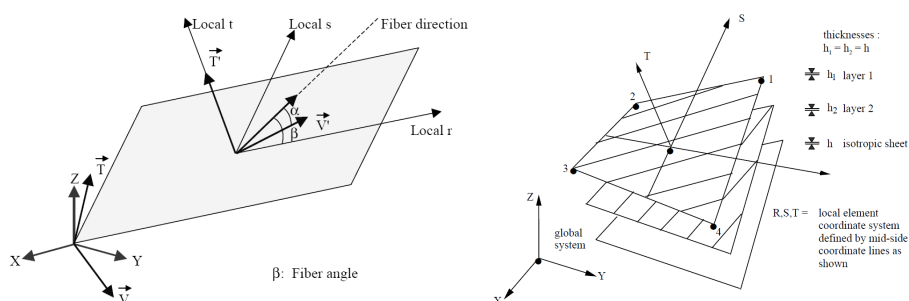
- geometrické rozměry materiálového vzorku jsou 150x50x1,6mm,
- levá čelist byla nepohyblivá ve všech směrech ($u_{x,y} = 0$), pravá čelist měla umožněný posuv v horizontální ose X ($u_x \neq 0$, $u_y = 0$) s rychlostí natahování $100\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$.

MKP model s definovanými okrajovými podmínkami je uvedený na obr. 6.5.1

**Obr. 6.5.1** MKP model tahové zkoušky vzorku kompozitní viskoelastické výztuhy

- Sestavení materiálového modelu kompozitní viskoelastické textilie

- Pro simulaci mechanických vlastností byl použit Materiál 150 - *Layered Membrane Element*. Tento materiálový model umožňuje modelovat mechanické vlastnosti viskoelastické výztuhy v MD a CD směru, neboť umožňuje definovat materiálové vlastnosti 3 vrstvám a následně i orientaci vláken jak znázorňuje obr. 6.5.2.

**Obr. 6.5.2** Materiálový model kompozitní viskoelastické výztuhy

Tento model byl již publikován v [28]. Vychází z popisu deformační energie, která je vyjádřena konjugovanou dvojicí Green-Lagrangeova tenzoru deformace ε^G a

2. Piola-Kirchhoffova tenzor napětí S , jejichž matematické odvození uvádí mj. [46] a [80].

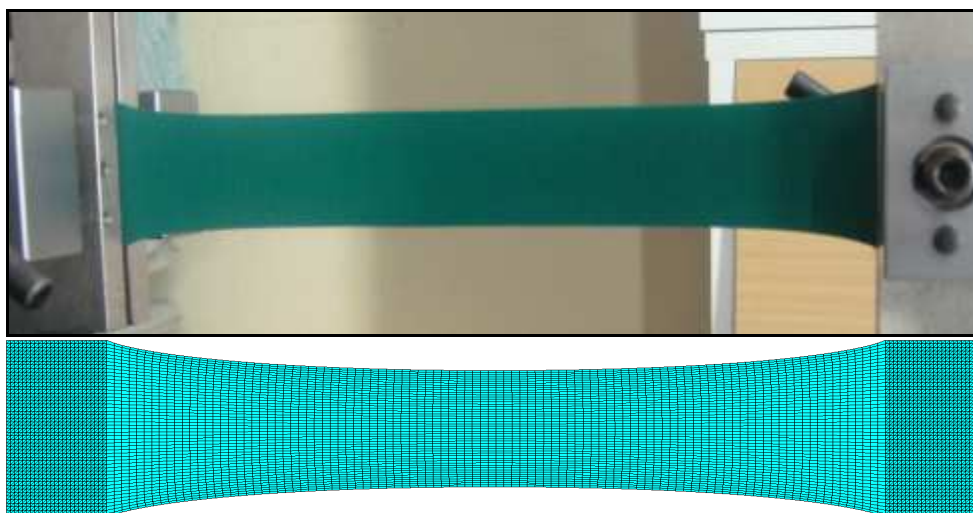
Vstupní materiálové parametry simulačního modelu jsou uvedeny v tab. 6.5.2.

Tab. 6.5.2 Vstupní materiálové vlastnosti modelu kompozitní viskoelastické výztuhy

model	Materiál	Hustota [kg.m ⁻³]	Počáteční modul E [MPa]			Smykový modul G [MPa]		
			Vlákna MD	Vlákna CD	Zátěr	Vlákna MD	Vlákna CD	Zátěr
Vzorek č.1	mat. 150	1052,8	1100	1300	90	450,8	532,8	30,2

- Výsledky modelové simulace tahové zkoušky

Výsledky tahové zkoušky MKP modelu porovnané s experimentem jsou znázorněné na obr. 6.5.3. MKP model měl přibližně odpovídající průběh deformace při natažení, a proto bude dále využit pro modelovou simulaci aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené virtuální figurínou.

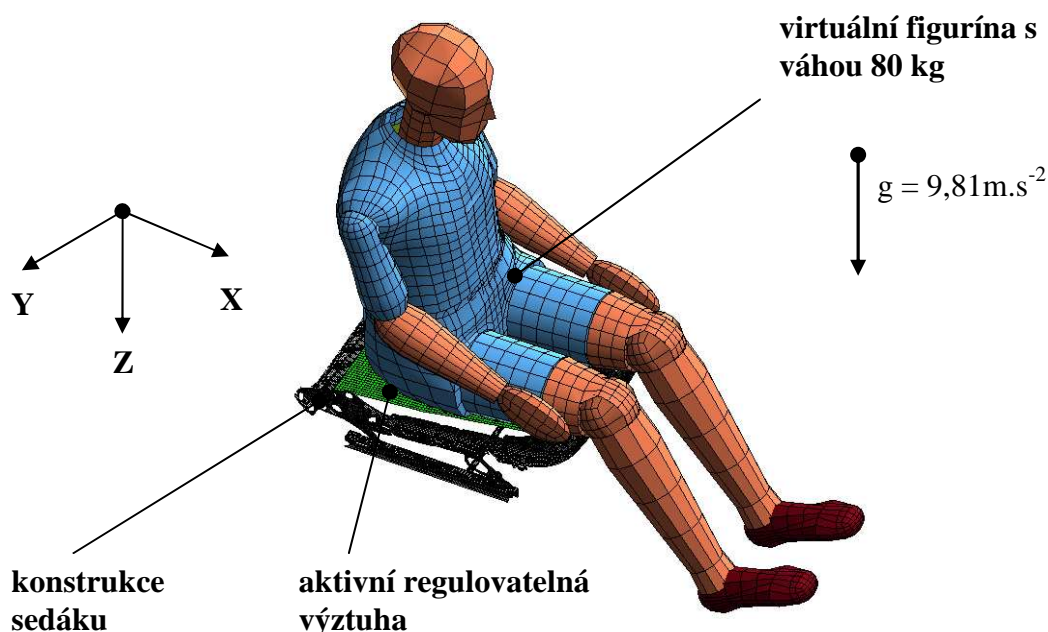


Obr. 6.5.3 Porovnání tahové zkoušky: experiment (nahore), MKP model (dole)

6.5.2 MKP simulace aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené vahou virtuální figuríny

Vytvořil se MKP model pro posouzení stability a napětí v předepnuté aktivní regulovatelné výztuze stlačené vahou virtuální figuríny. Model se skládal ze 2 částí, tj. návrhu konstrukce sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou a virtuální biomechanické figuríny. V modelu byly zanedbány části konstrukce rámu sedáku a také systémy regulující viskoelastickou výztuhu (rotační a posuvné členy, pružné tlumící prvky, atd.), neboť ty pro samotné posouzení napětí ve výztuze, lze z důvodu časové náročnosti výpočtu zanedbat. Jednotlivým částem konstrukce sedáku byla vytvořena strukturovaná síť konečných prvků, pro jejíž tvorbu byl použit obdobně jako v kap. 5.6.1 program Altair Hypermesh 11.0 [85]. Síť konečných prvků byla následně importována prostřednictvím textového souboru s příponou .pc do programu PAM CRASH. Virtuální figurína sedícího člověka byla použita

z modelové knihovny PAM CRASH. Vhodnost použití virtuální figuríny, při posuzování a optimalizaci zejména bezpečnosti bylo publikováno autorem v [17] a [40]. Vytvořený MKP model je znázorněn na obr. 6.5.4.



Obr. 6.5.4 MKP model aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené vahou virtuální figuríny

Použité typy a velikosti elementů, které ovlivňují celkovou dobu výpočtu modelové simulace, jsou uvedeny v tab. 6.5.3. Kontakty mezi jednotlivými částmi byly definovány stejným principem (kontakty mezi plochami byly definovány mezi styčnými plochami), jak bylo popsáno dříve (obr. 5.6.3, kap. 5).

Tab. 6.5.3 MKP model aktivní regulovatelné výztuhy sedáku

Model	Typ elementu	Velikost elementu [mm]	Počet elementů	Tření v kontaktu	Kontakt [mm]	Časový krok Δt [s]
Virtuální figurína	2D Shell (quad)	průměrně 30	3530	0,1	0,5	$5,297 \cdot 10^{-3}$
Sedák	2D Shell (quad)	3	32836	0,1	0,5	$0,1471 \cdot 10^{-3}$
Výztuha (vzorek č.1)	2D Membrane (quad)	5	6000	0,1	0,5	$0,518 \cdot 10^{-4}$

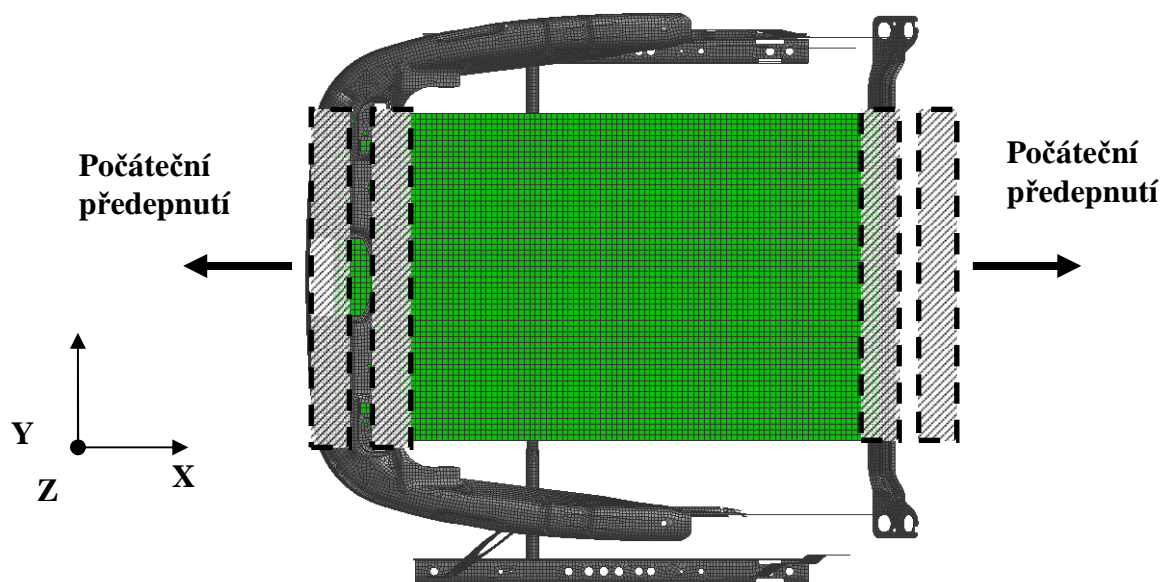
- Počáteční a okrajové podmínky

Počáteční a okrajové podmínky byly definovány v následujících bodech:

- geometrické rozměry aktivní regulovatelné výztuhy jsou 500x300x1,6mm, a je oboustranně předeprnuta na počáteční předpětí 8 mm (posun koncových elementů

rampovou funkcí), což odpovídá optimálnímu nastavení tuhosti při zatížení váhou 80 kg (obr. 6.5.5),

- konstrukce rámu sedáku byla definována nepohyblivá (fixní) ve všech směrech ($u_{x,y,z} = 0$),
- virtuální figurína měla umožněný jen posuv ve vertikální ose Z a rotace kolem osy Y ($u_z \neq 0$, $rot_y \neq 0$). Byla jí definována hmotnost 80 kg a následně vlivem gravitace se usadila na aktivní výztuhu sedáku.



Obr. 6.5.5 MKP model: počáteční předeptnutí aktivní regulovatelné výztuhy

- Sestavení materiálových modelů pro simulaci

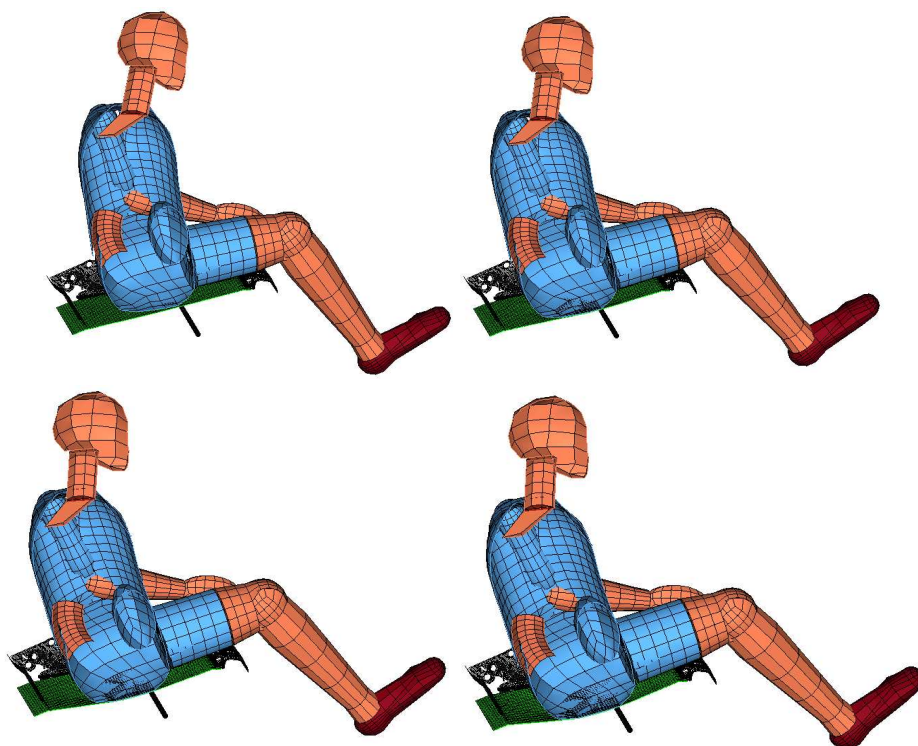
Materiálové modely použité pro simulaci se vstupními vlastnostmi, které jsou uvedené v tab. 6.5.4.

Tab. 6.5.4 Vstupní materiálové vlastnosti MKP modelu aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené váhou virtuální figuríny

díl	Materiálový model	Hustota [kg.m ⁻³]	Počáteční modul E [MPa]	Poissonovo číslo ν [-]
Virtuální figurína	Lineární elastický	1000	100	0,3
Sedák	Lineární elastický	7850	210 000	0,3
Výztuha (vzorek č.1)	mat. 150 (kap.6.5.1)	1052,8	viz tab.6.5.2	viz tab.6.5.2

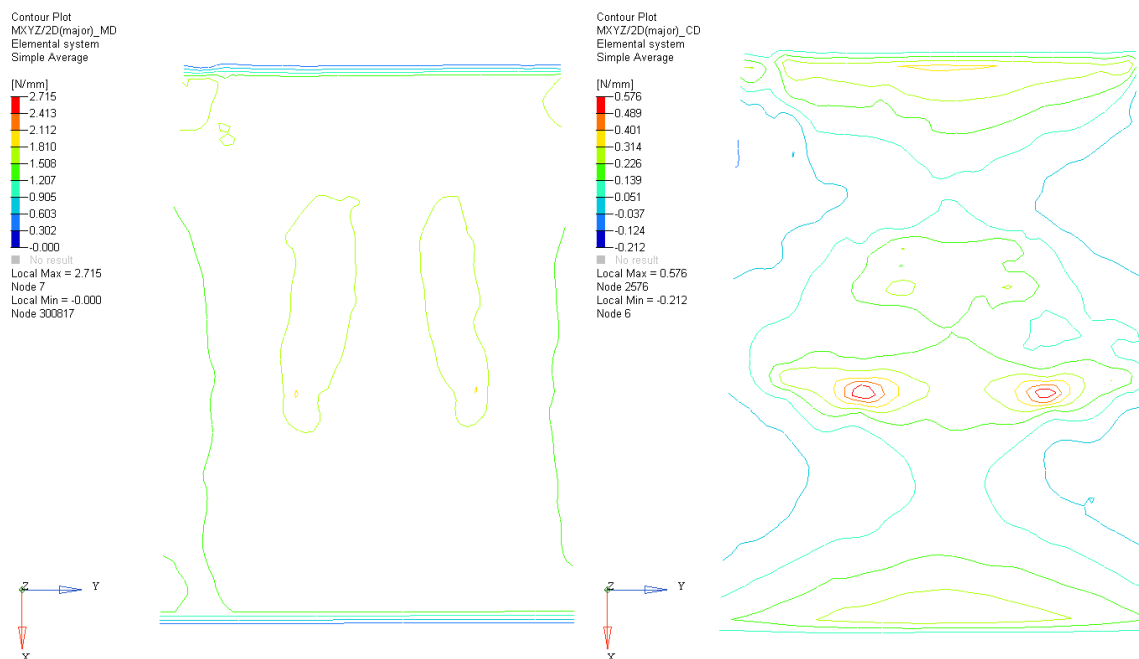
- Výsledky modelové simulace

Výsledky modelové simulace při počátečním předpětí jsou uvedeny na následujících obrázcích. Virtuální figurína během stlačování protahovala výztuhu sedáku (obr. 6.5.4).



Obr. 6.5.6 Průběh simulace aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené virtuální figurínou v časové sekvenci

Maximální protažení předepnuté viskoelastické výztuhy při usednutí figuríny s váhou 80 kg, bylo v hlavní ose zatížení 30 mm. Při této deformaci bylo zjištěno, že velikost hlavního napětí v podélném (MD) směru dosahuje maximální hodnoty 2,715 N/mm, a v příčném (CD) směru maximální hodnoty 0,576 N/mm, jak je znázorněno na obr. 6.5.7.



Obr. 6.5.7 MKP model: Rozložení hlavních napětí v podélném směru (vlevo) a příčném směru (vpravo)

6.6 Závěr kapitoly

Kapitola 6 se věnovala konstrukčnímu návrhu aktivní regulovatelné výztuhy sedáku automobilové sedačky, která je řešením cíleného snížení mechanických vibrací přenášených sedákem automobilové sedačky na člověka. V kap. 6.1 jsou uvedeny konstrukční možnosti řízeného snižování vibrací. Pro studii a posouzení dynamického systému člověk – sedačka byly sestaveny lineární diskrétní modely, které měly vstupní parametry skutečných v současnosti vyráběných sedaček. Výsledky stanovily, že vhodnou volbou parametru velikosti tlumení lze snižovat hodnotu poměrné amplitudy v patřičném frekvenčním pásmu pro měněné počáteční parametry. Potvrzuje to předpoklad, že bez aktivní regulace nelze docílit odpovídajícího přenosu sedačky v požadovaném frekvenčním pásmu a tedy minimalizovat vstupní vibrace šířící se sedačkou na člověka (viz kap. 6.2). Následně byla uvedena možná konstrukční řešení a varianty aktivní regulovatelné výztuhy sedáku automobilové sedačky pro řízené snižování vibrací a jejich porovnání (viz kap. 6.3). Za materiál pro aktivní regulovatelnou výztuhu byla vybrána viskoelastická kompozitní textilie, která má dobré pevnostní a tažné vlastnosti (viz kap. 6.4). Kompletní výsledky posouzení aktivní regulovatelné výztuhy se provedly vytvořením modelové simulace aktivní regulovatelné výztuhy sedáku zatížené vahou virtuální figuríny o hodnotě 80 kg (viz kap. 6.5). Pomocí simulace se stanovilo, že se předepnutá výztuha na odpovídající tuhost protáhne o 30 mm v hlavní ose zatížení, přičemž maximální hodnota hlavního napětí dosáhla v podélném směru hodnoty 2,715 N/mm, tj. 2,7 kN/m. Tyto výsledky není možno však dostupnými prostředky při zatěžování experimentálně stanovit. Z výsledků měření a simulace lze shrnout, že vybraná kompozitní viskoelastická výztuha je vhodná pro aplikaci do funkčního modelu automobilové sedačky, otázkou je jen jak by se chovala při vysokých přetíženích např. během nárazu, kde je nebezpečí vzniku trhliny.

Kapitola 7

Funkční model automobilové sedačky s nepolyuretanovým materiálem s aktivně regulovatelnou výztuhou

V této kapitole je popsána konstrukce, realizace a zkoušení funkčního modelu automobilové sedačky s výplní komfortní vrstvy sedáku z NPU materiálu s aktivně regulovatelnou výztuhou. V úvodu je přiblížena realizace funkčního modelu a srovnání s autosedačkou v současnosti vyráběnou. Dále bylo sestaveno a zkonstruováno zkušební zařízení pro porovnávání a optimalizování automobilových sedaček. Byla vytvořena metodika měření a vyhodnocování přenosových charakteristik automobilových sedaček, podle které byl porovnán funkční model a autosedačka v současnosti vyráběná.

7.1 Konstrukce funkčního modelu

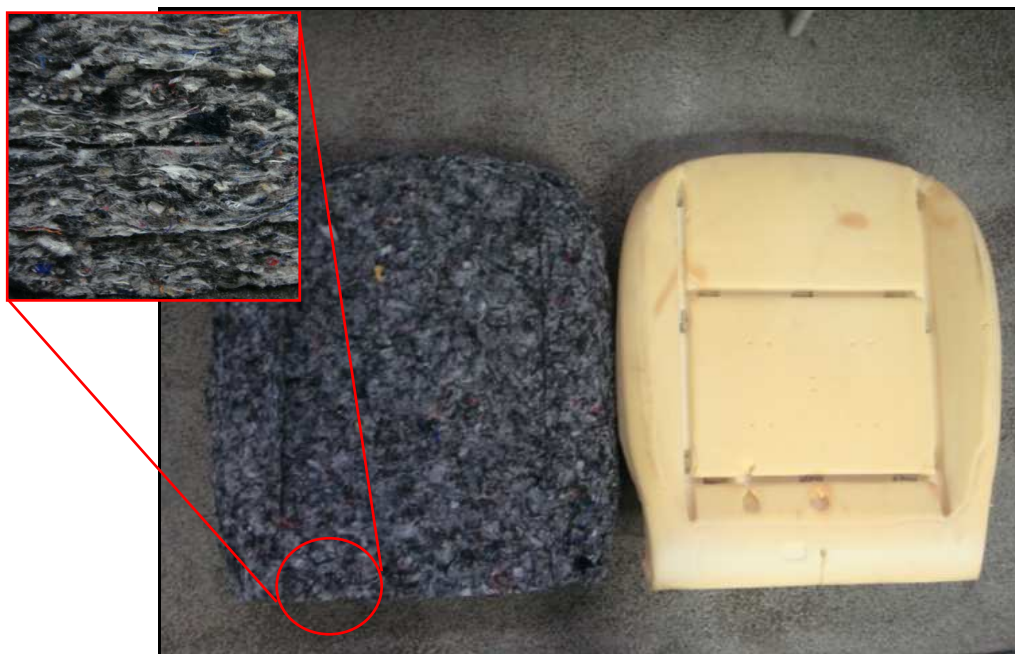
Na základě studie, analýz a návrhů byla realizována konstrukce funkčního modelu nové automobilové sedačky s výplní komfortní vrstvy sedáku z NPU materiálu s aktivně regulovatelnou výztuhou.

7.1.1 Konstrukce funkčního modelu výplně komfortní vrstvy sedáku s NPU materiálem

Analýzy a měření vzorků vedly k výběru použitelného NPU materiálu z testovaného vzorku s označení č. 11 (tab. 4.2.1, kap. 4), pro návrh a realizaci konstrukce funkčního modelu sedáku komfortní výplně. Funkční model z NPU materiálu byl geometricky tvarován jako konstrukce sedáku z PU pěny, která se používá u sedaček v současnosti vyráběných. Sedák z NPU materiálu byl zkonstruován ze 4 vrstev a kompletně strojově prošit. Při výrobě byl kladen důraz na celistvé prošití a kvalitu propojení, aby se zamezilo riziku protrhnutí. Porovnání hmotnosti sedáku z NPU se sedákem z PU pěny jsou uvedeny v tab. 7.1.1. Porovnání tvarů sedáku z NPU materiálu a PU pěny je následně znázorněno na obr. 7.1.1.

Tab. 7.1.1 Hmotnosti výplně komfortní vrstvy sedáku z NPU materiálu a PU pěny

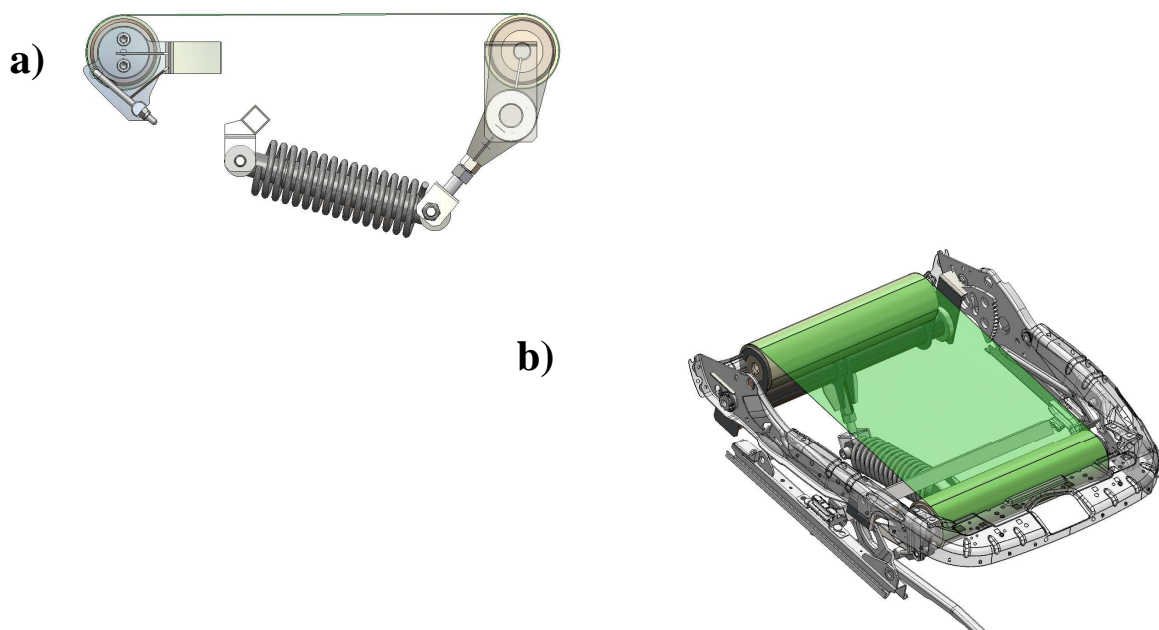
Výplň komfortní vrstvy sedáku	Měrná hmotnost [kg.m ⁻³]	Celková hmotnost geometrie [g]
NPU materiál č.11	46,29	1123
PU pěna	50,10	1703



Obr. 7.1.1 Porovnání funkčního modelu konstrukce komfortní výplně sedáku s NPU materiálem a konstrukce výplně sedáku v současnosti vyráběné sedačky z PU pěny

7.1.2 Konstrukce funkčního modelu sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou

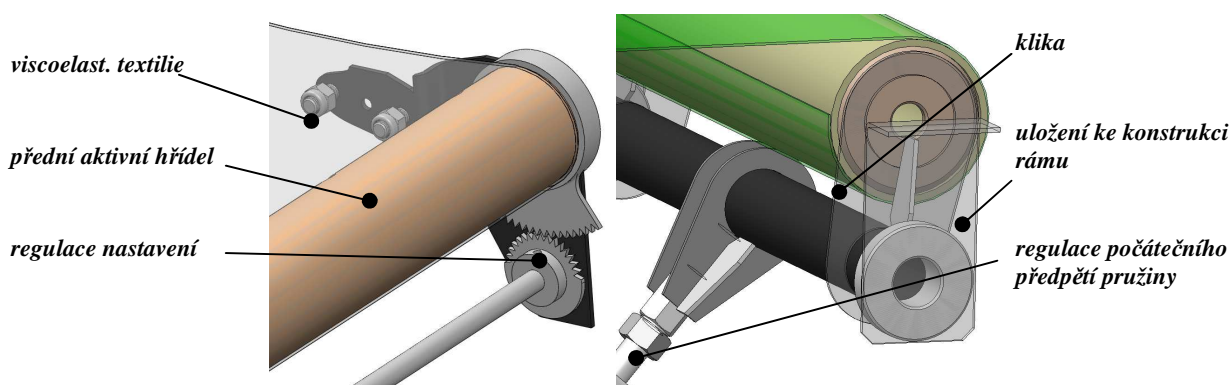
Funkční model sedáku automobilové sedačky s aktivně regulovatelnou výztuhou byl v této práci zkonstruován podle principu vybraného konstrukčního návrhu č. 3 (obr. 6.3.5, kap. 6) s upraveným řešením pro mechanickou regulaci. Konstrukční řešení je znázorněné na obr. 7.1.2. Popis funkce jednotlivých částí, které přispívají k aktivnímu řízení vibrací vstupujících do autosedačky je uveden dále.



Obr. 7.1.2 Konstrukce funkčního modelu sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou: a) provedení regulace, b) aplikace v konstrukci sedáku autosedačky

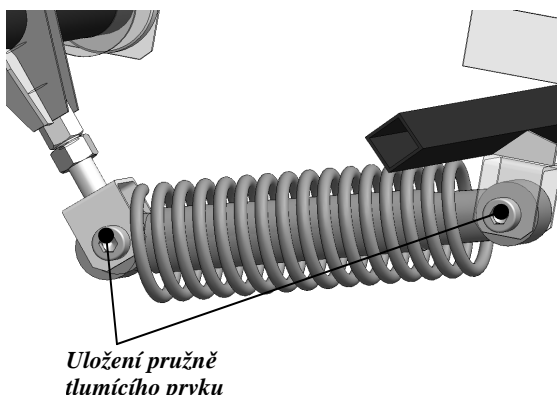
Popis konstrukčního řešení:

Aktivně regulovatelná výztuha tvořící vibroizolační systém funkčního modelu se skládá z vybrané viskoelastické kompozitní textilie (viz kap. 6). Obepíná přední aktivní hřídel, který byl zkonstruován z tenkostěnné plechové trubky (konstrukci lze pro odlehčení navrhnout z jiných materiálů např. z kompozitních vláken, či plastu), která je otočně uložena v konstrukci rámu sedáku a ovládaná pro aretaci úhlové polohy pro nastavení odpovídajícího zatížení (hmotnost člověka) přes ozubený převod. V zadní části je kinematický systém tvořený kyvným nosníkem spřažený s dvouramenným kyvadlem (klikou), který svou polohou reguluje požadovanou tuhost a tlumení viskoelastické výztuhy. Kliku je rotačně uložena ke konstrukci rámu sedáku.

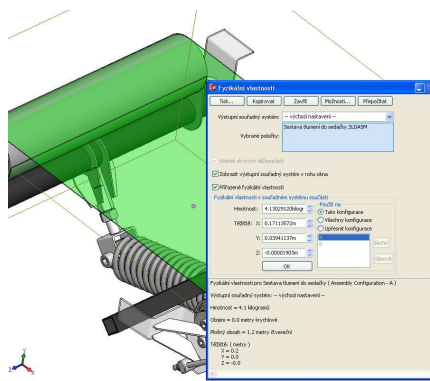


Obr. 7.1.3 Systém regulace aktivně regulovatelné výztuhy: přední aktivní hřídel (vlevo), kinematický systém (vpravo)

Kinematický systém je na konci spojen s tlumičem, který v této práci lze mechanicky nastavovat do odpovídající polohy pro vyvážení působícího zatížení. Lze to řešit elektromechanicky, což je chráněno patentem [P1], neboť to zvětšuje rozsah možností nastavení zadního konce kinematického systému k regulaci viskoelastické výztuhy, což by zvyšovalo komfort sezení zvláště v extrémních podmínkách, kdy je nutná přímá regulace systému na změnu budící frekvence. Vedle tlumiče je spřažená pružina, která reguluje elastické vlastnosti výztuhy a zároveň doplňuje tlumič, aby nezůstával v nevratné poloze. Tlumič s pružinou jsou na druhém konci uloženy na stabilizačním příčniku původní konstrukce sedáku (obr. 7.1.4). Systém pružiny s tlumičem lze kompletně zjednodušit pomocí aktuátoru, který by navíc mohl být spojený s řídicí jednotkou automobilu, která by stav vyhodnocovala a předávala informace jak z úhlového natočení předního aktivního hřídele, tak z aktuátoru. Tímto způsobem by bylo možno za provozu automaticky provádět změny nastavení aktivně řízené výztuhy sedáku automobilové sedačky zvláště v značně proměnlivých podmínkách. Kompletní vibroizolační systém je jednoduše rozmontovatelný, včetně úchytných částí původní konstrukce sedáku a spojovacích dílů, má hmotnost přibližně 4,13 kg (obr. 7.1.5). Výkresová dokumentace realizovaného řešení je uvedena v [P2].



Obr. 7.1.4 Uložení tlumiče a pružiny



Obr. 7.1.5 Hmotnost vibroizolačního systému aktivně řízené výztuhy

Realizace konstrukčního řešení:

Následná realizace byla prováděná zejména v prostorách a dílnách HD laboratoře, kde se provedla výroba a montáž jednotlivých částí. Viskoelastická výztuha o rozměrech 700x300x1,6 mm byla následně slepena na jedné straně s obvodem předního aktivního hřídele a na druhé straně s kinematickým systémem. Schematický průběh montáže systému aktivně regulovatelné výztuhy do konstrukce sedáku autosedačky je znázorněný na obr. 7.1.6. Porovnání funkčního modelu sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou a stávající pasivní výztuhou je uvedeno na obr. 7.1.7.



Obr. 7.1.6 Realizace funkčního modelu sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou



Obr. 7.1.7 Funkční model sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou (vlevo), autosedačka v současnosti vyráběná s pasivní elastickou (plechovou) výztuhou (vpravo)

7.1.3 Kompletace funkčního modelu automobilové sedačky

Následně byla provedena kompletace funkčního modelu automobilové sedačky s výplní komfortní vrstvy z NPU materiálu s aktivně regulovatelnou výztuhou. Porovnání se sedačkou v současnosti vyráběnou bez potahové textilie je uvedeno na obr. 7.1.8 (vlevo). a model s potahovou textilií je na obr. 7.1.8 (vpravo)

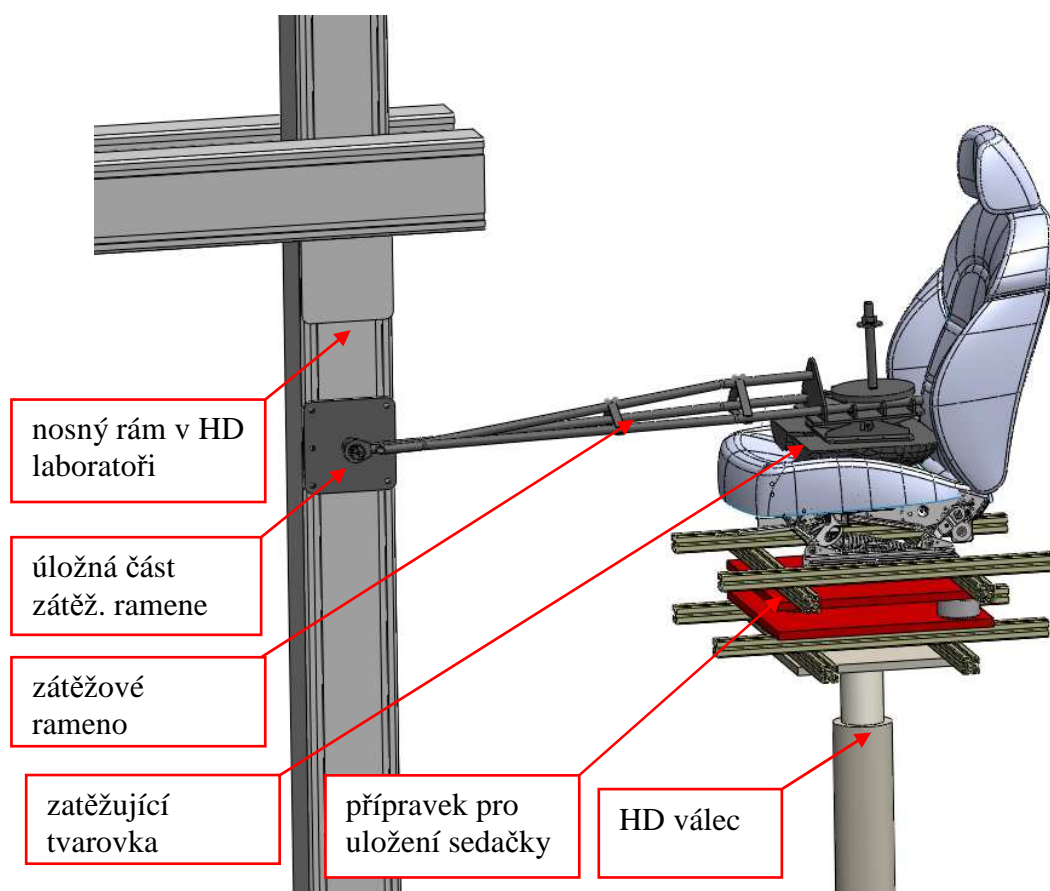


Obr. 7.1.8 Porovnání funkčního modelu a autosedačky v současnosti vyráběné bez potahové textilie (vlevo), porovnání funkčního modelu a autosedačky v současnosti vyráběné s potahovou textilií (vpravo)

7.2 Zkoušení funkčního modelu automobilové sedačky

7.2.1 Sestavení zkušebního zařízení

Měření automobilových sedaček není jednoduchý úkol z důvodů odpovídajícího uspořádání a sestavení měřícího zařízení. Podobnou úlohu řeší mj. [5],[6] a [12], kde autoři pro měření sedaček sestavili měřící zařízení skládající se z vertikálního vedení, kde je na konci uložena zatěžující tvarovka. Sedačku následně uložili na přípravek, který je upevněný k HD válci. V případě této práce se za účelem testování sedaček navrhnuło a zkonstruovalo zkušební zařízení skládající se z rámové konstrukce zátěžového ramene a přípravku pro uložení sedačky k HD válci. Návrh konstrukčního uspořádání měřícího zařízení je uveden na obr. 7.2.1. Navržené experimentální uspořádání má zejména výhodu v snadné rozebíratelnosti a výškové nenáročnosti.



Obr. 7.2.1 Návrh uspořádání zkušebního zařízení pro měření a testování autosedaček

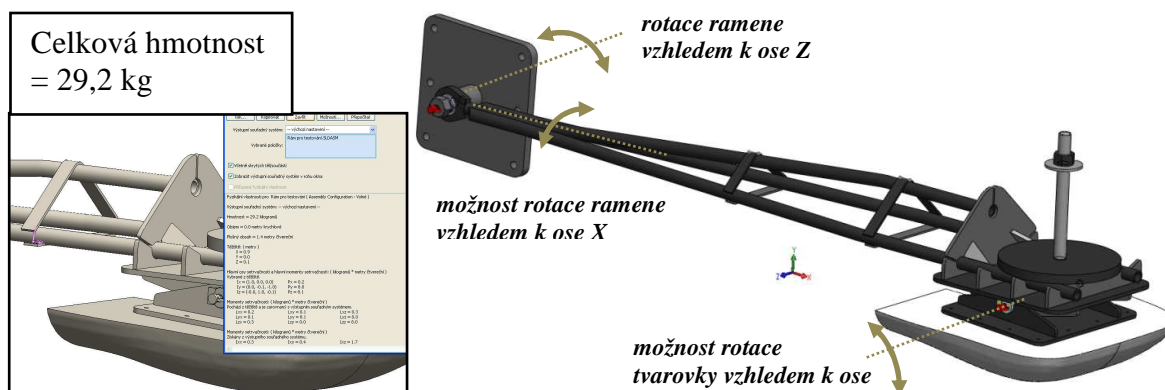
7.2.2 Popis horizontálneho rámu

Konstrukce kompletního horizontálního rámu zátěžového ramene se skládá ze 3 rozebíratelných částí, které lze popsat v následujících bodech:

- Úložná část zátěžového ramene tzv. přední patka rámu o rozměrech 180x180x15 mm, ke které je navařen čep patky o $\varnothing 35$ mm s vnitřním závitem, na který lze uložit úchytné oko horizontálního rámu a šroubovým spojem upevnit. Celá patka je šroubově uložena v drážkách profilu nosného

vertikálního rámu HD laboratoře a lze jí libovolně v drážkách nastavovat pro základní výšku zátěžového ramene.

- Sestava konstrukce zátěžového ramene je uvedena ve výkresové dokumentaci v příloze [P3]. Skládá se z 3 nosných tyčí, které jsou z pohledu uložení (obr. 7.2.2) vlevo svařeny k *závěsnému oku* a vpravo jsou svařeny k přední části *konstrukce pro uchycení tvarovky*. Závěsné oko má ve středu nalisovaný kulový čep umožňující rotaci kolem osy Z a rotaci kolem osy X (kolébání ramene). Přední část konstrukce pro uchycení tvarovky se skládá z horní části pro uložení závaží a spodní kyvné části umožňující rotaci a uložení zátěžové tvarovky, na které je umístěn snímač zrychlení. Celková délka od středu čepu *patky rámu přední* ke středu *tyče pro uložení závaží* je 1300 mm. Hmotnost horizontálního rámu včetně zatěžující tvarovky je 29,2 kg přičemž $22 \pm 0,3$ kg zatěžuje sedačku.
- Zátěžová tvarovka geometrie dolních končetin byla vyrobena z dřevovláknitých desek (označení MDF) podle 3D dat skutečného tvaru lidských hýždí. Postup výroby na funkčním modelovém zařízení CNC frézy, která je plně propojena z 3D softwarem je přiblížen v [P4].



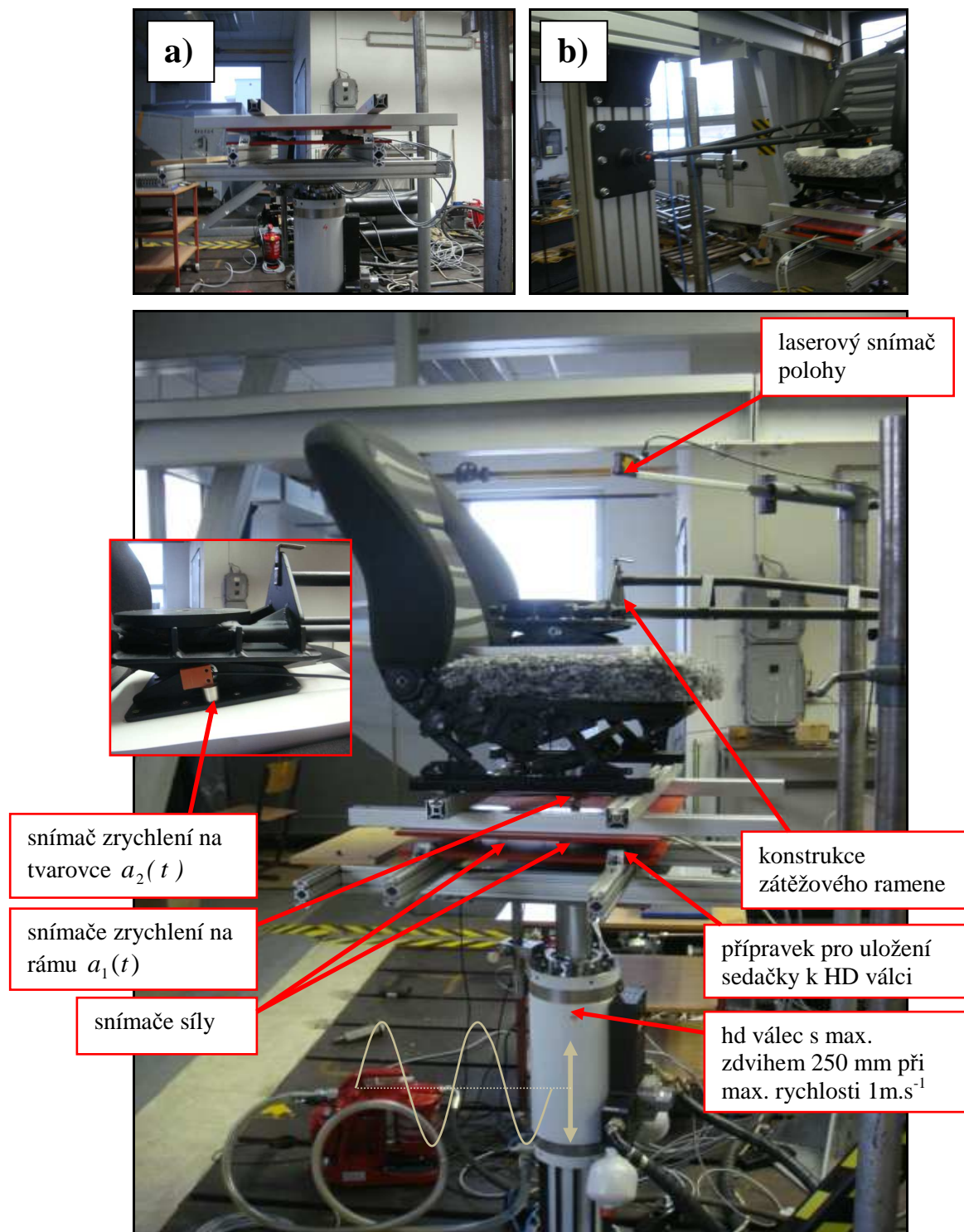
Obr. 7.2.2 Konstrukce zátěžového ramene pro měření a testování autosedaček

7.2.3 Popis přípravku pro uložení sedačky k hydraulickému válci

Přípravek pro uložení sedačky k HD válci plní dvě funkce, ukládá sedačku na HD válec, kde je sedačka uložena v drážkách na horní části nosných hliníkových profilů *MyTec* o nosném průřezu 40 x 40 mm a zároveň také slouží pro uložení snímačů síly. Během zkoušení jsou snímány data z celkem třech tenzometrických snímačů s označením GTM INOVA, které mají nominální hodnotu použitelnosti do 2 500N. Výstup snímačů je analogový a měřená síla je přímo úměrná elektrickému napětí. Pomocí A/D převodníku se převádí analogový signál v podobě elektrického napětí do digitální podoby, dále se signál zpracovává a pomocí kalibrace se převádí na hodnotu zatěžovací síly. Výstupem jsou 3 hodnoty síly, které se ukládají v podobě dat do programu DEWESoft 7.0 [96]. DEWESoft 7.0 je programové rozhraní pro vyhodnocování a zpracování experimentálních dat v HD laboratoři, které umožňuje zobrazení buď v podobě grafů, nebo datových bodů, které lze exportovat přímo do jiných formátů např. pro MS Excel, Matlab či jiné.

7.2.4 Realizace zkušebního zařízení v hydrodynamické laboratoři

Výsledná realizace a uspořádání provedeného experimentu v HD laboratoři s umístěnými snímači zrychlení a polohy je znázorněno na obr. 7.2.3.



Obr. 7.2.3 Sestavené zařízení pro měření kompletních sedaček a funkčních modelů:
a) přípravek pro uložení sedačky k HD válci, b) uložení zátěžového ramene

7.2.5 Měření přenosových charakteristik automobilových sedaček

Měření a srovnání funkčního modelu nové sedačky a sedačky v současnosti vyráběné bylo provedeno pomocí vygenerovaného harmonického sinusového signálu s frekvencemi složenými v jednom vstupním souboru (jedno měření s postupnou změnou hodnoty frekvence a velikostí amplitudy). Vstupní soubor byl vygenerován z hodnot uvedených v tab. 7.2.1. Celková doba jednoho měření trvala 270 s. Provedeno bylo 5 měření pro různé hmotnosti zátěže, což je uvedeno v tab. 7.2.2. Hmotnosti byly vybírány, aby co nejvíce odpovídaly lidské zátěži, neboť hmotnost lidského jedince zatěžuje sedačku přibližně 60%. Měření se provedla pro porovnání vlastností sedaček bez potahu a s potahem. Jednotlivá měření se třikrát opakovala.

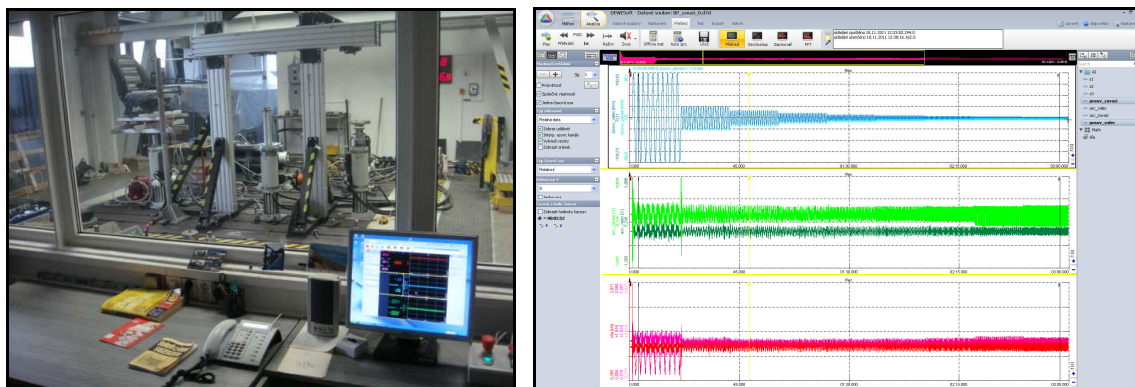
Tab. 7.2.1 Hodnoty vstupních amplitud pro danou frekvenci harmonického signálu

Zrychlení zdvihu HD válce [1m.s ⁻¹]	
frekvence [Hz]	amplituda [mm]
0,5	99,50
1	24,87
1,25	15,92
1,6	9,72
2	6,22
2,5	3,98
3,15	2,51
4	1,55
5	0,99
6,3	0,63
8	0,39
10	0,25
12,5	0,16

Tab. 7.2.2 Hmotnosti zátěže při jednotlivých měření

měření	hmotnosti zátěže [kg]
1	22
2	32
3	42
4	52
5	62

Výsledná experimentální data získaná z měření se z programového prostředí DEWEsoft 7.0 (obr. 7.2.4) převedla do programu Matlab, kde byly naměřená data filtrována (číslicový filtr FIR1). Pro následné vytvoření přenosových charakteristik se provedl spektrální odhad signálu. Jak je uvedeno např. v [97] se výkonové spektrum signálu z jediného okna nazývá tzv. Periodogram, který lze definovat podle vztahu (7.2.1).



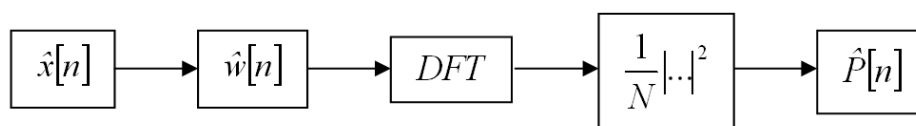
Obr. 7.2.4 Měření v HD laboratoři (vlevo), výstupní experimentální data (vpravo)

$$\hat{P}[n] = \frac{1}{U \cdot N} \left| \sum_{n=0}^{N-1} \hat{x}[n] \cdot \hat{w}[n] \cdot e^{\left(\frac{-j \cdot 2\pi \cdot k \cdot n}{N}\right)} \right|^2, \quad (7.2.1)$$

kde $\hat{P}[n]$ je periodogram, $\hat{x}[n]$ je analyzovaný signál (např. průběh zrychlení), $\hat{w}[n]$ je použité okno, N je délka okna a délka DFT (diskrétní Fourierova transformace), O je operační funkce, která lze vyjádřit podle vztahu (7.2.2), kde pro pravoúhlé okno platí, že $O = 1$.

$$O = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} w[n]^2 \quad (7.2.2)$$

Schéma principu výpočtu periodogramu je znázorněno na obr. 7.2.5.



Obr. 7.2.5 Schéma výpočtu periodogramu

Pokud chceme zobrazit periodogram v menším intervalu než je celková délka signálu či m -počet periodogramů, pak délka signálu se pro výpočet volí menší, než je celková délka signálu a tím se získá výsledný spektrální odhad signálu. Program Matlab využívá celou řadu matematických funkcí pro výpočet vyhlazeného spektrálního odhadu. V této práci byla použita funkce *pwelch*, která při výpočtu vychází z Welchovy metody. Welchova metoda [98] rozděluje signál na jednotlivé segmenty o stejné délce a překrytí, kde z jednotlivých segmentů jsou vypočteny periodogramy, které se následně průměrují podle vztahu (7.2.3).

$$\bar{P}[n] = \frac{1}{I} \sum_{l=0}^{I-1} \hat{P}_l[n], \quad (7.2.3)$$

kde I je počet segmentů.

Tedy pro následné získání přenosové charakteristiky z experimentálně naměřených dat je potřeba zavést analýzu vibrací vstupního zrychlení $a_1(t)$, což odpovídá snímači umístěného na konstrukci sedačky a výstupního zrychlení $a_2(t)$, a to odpovídá snímači umístěného na zátěžové tvarovce (obr. 8.2.3). Tato výstupní zrychlení se proloží

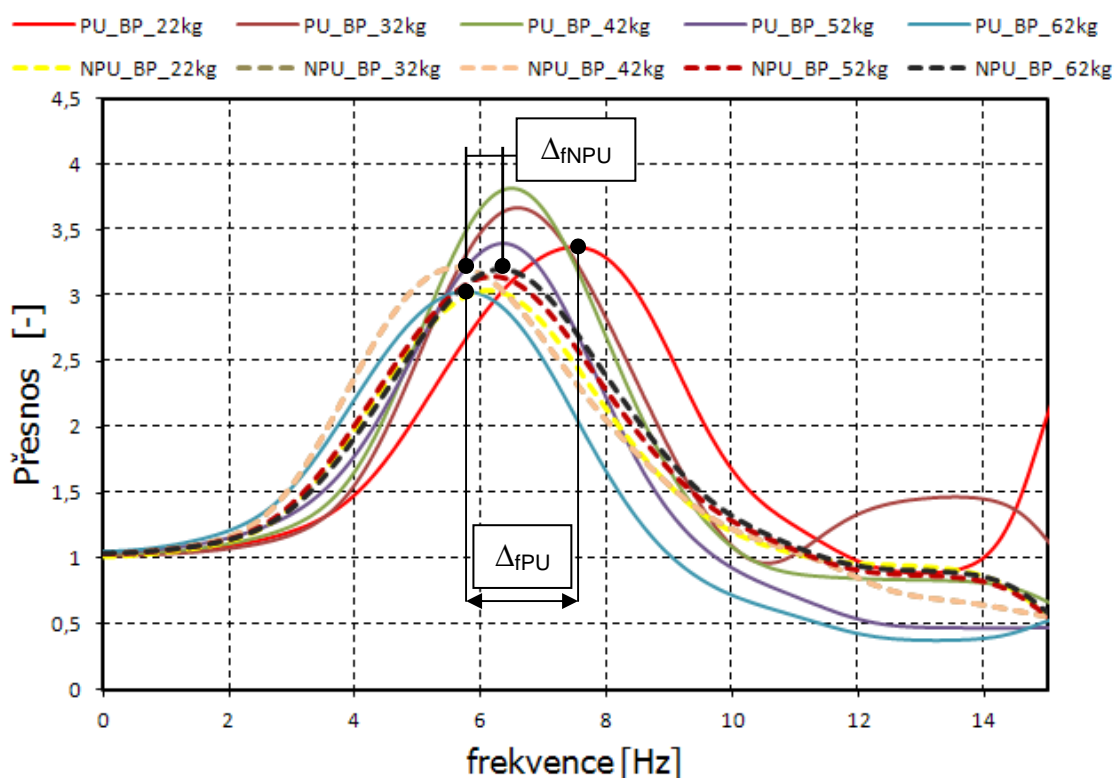
periodogramem a následným vzájemným poměrem se definuje výsledný přenos $H[f]$ podle vztahu (7.2.4). Dále lze vyjádřit fázovou frekvenční charakteristiku podle vztahu (7.2.5).

$$H[f] = \sqrt{\frac{\overline{P}[f]_{a_2(t)}}{\overline{P}[f]_{a_1(t)}}}, \quad (7.2.4)$$

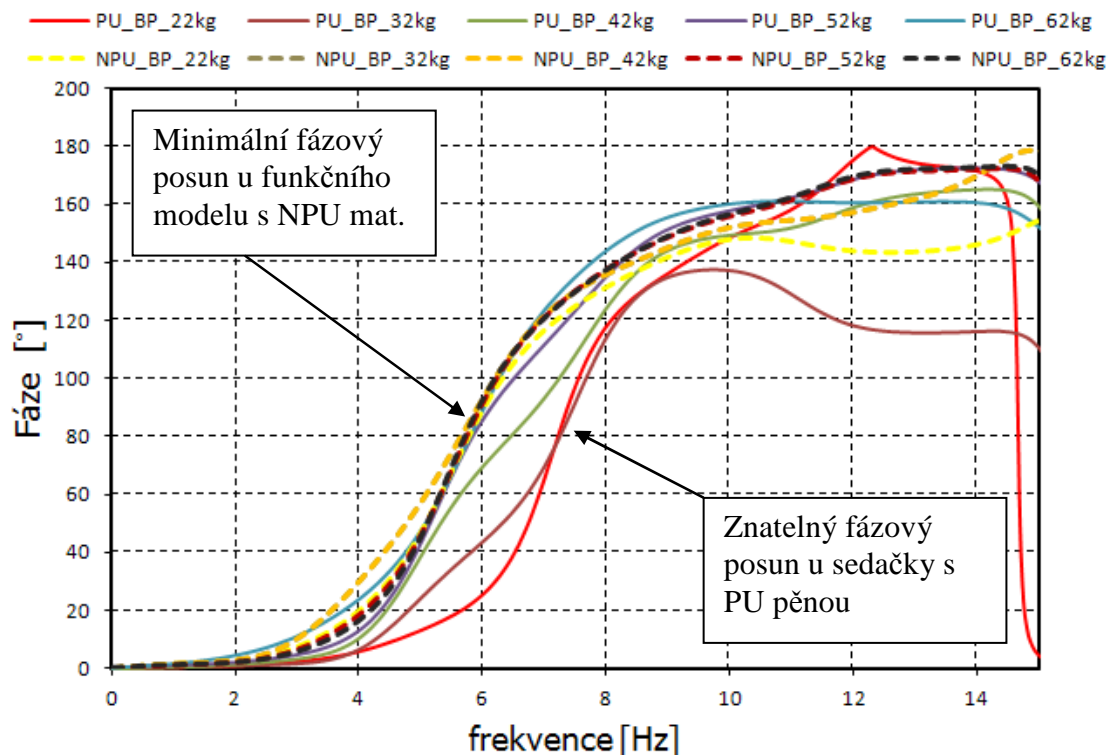
$$\varphi[f] = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} R_{XY}(n) \cdot e^{-j\omega n}, \quad (7.2.5)$$

kde $H(f)$ je výsledný přenos, $\overline{P}[f]_{a_2(t)}$ je periodogram z hodnot získaných ze snímače $a_1(t)$ umístěného na spodní konstrukci sedačky, $\overline{P}[f]_{a_2(t)}$ je periodogram z hodnot získaných ze snímače umístěného na zátěžové tvarovce $a_2(t)$, $\varphi[f]$ vyjadřuje fázi, $R_{XY}(n)$ je průběh křížové korelace jak uvádí [6].

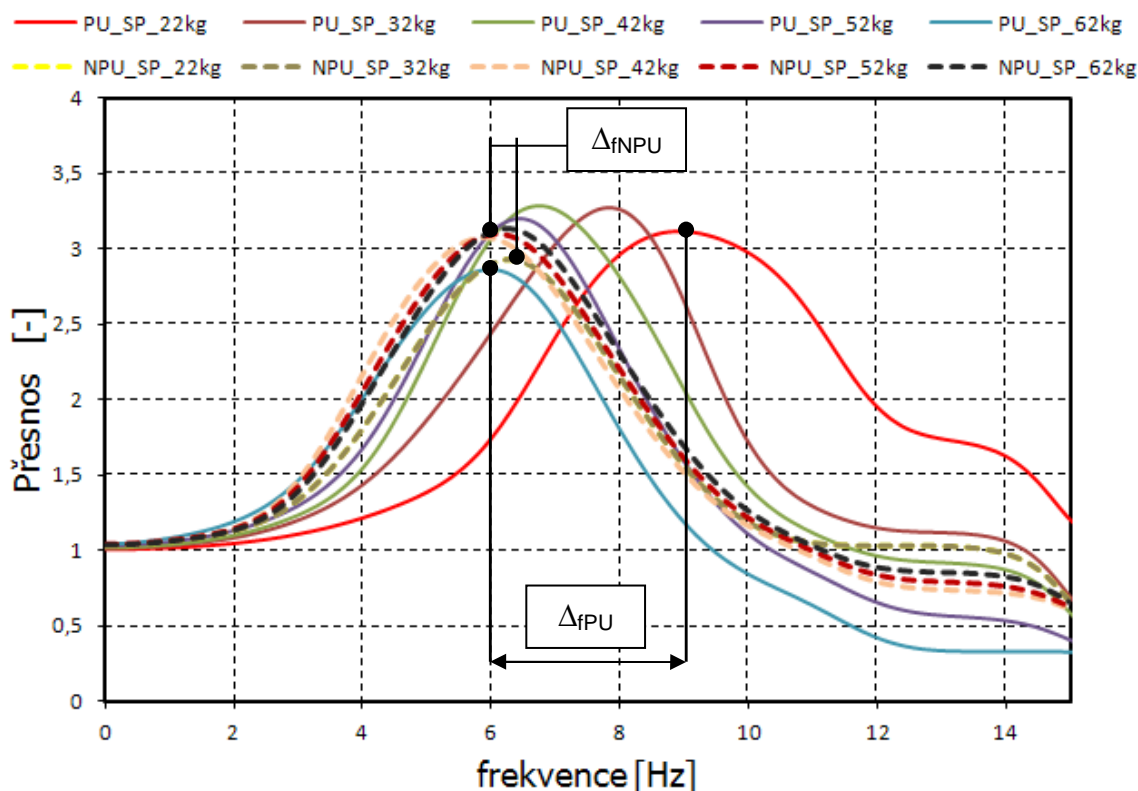
Porovnání výsledných průběhů přenosu a fáze v závislosti na velikosti frekvence pro zadanou hmotnost zatížení sedačky bez potahu (BP) znázorňují obr. 7.2.6 a obr. 7.2.7. Na obr. 7.2.8 a 7.2.9 jsou uvedeny výsledky porovnání průběhů přenosu a fáze na velikosti frekvence pro zadanou hmotnost zatížení sedačky s potahem (SP).



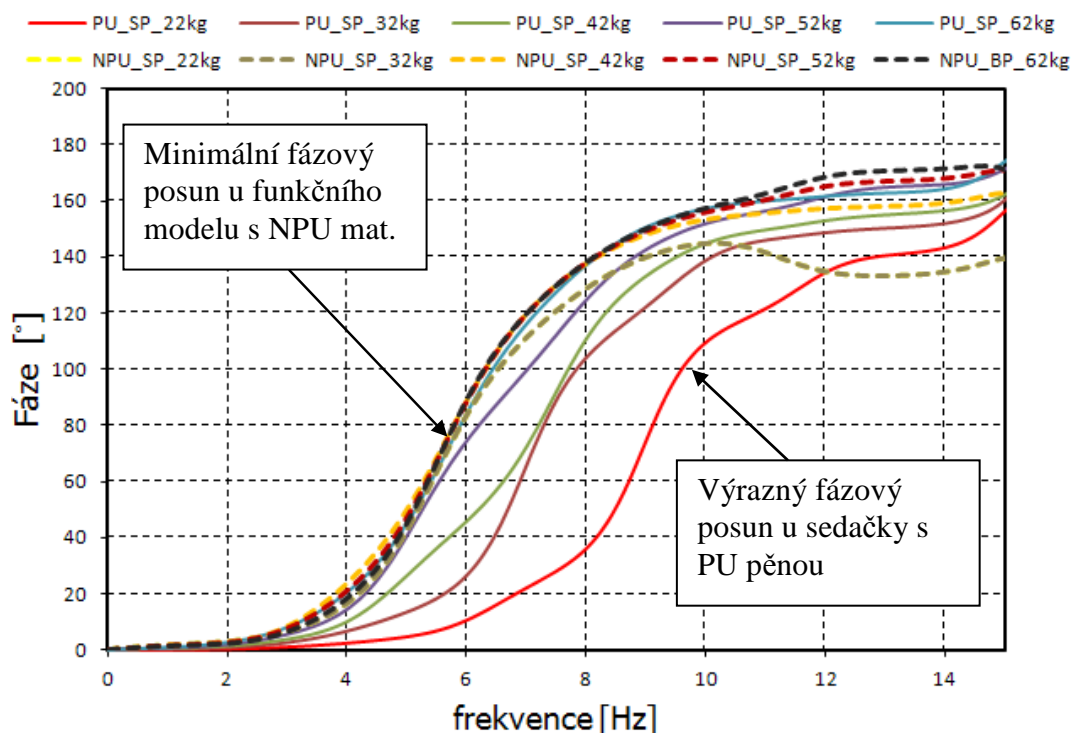
Obr. 7.2.6 Výsledné porovnání průběhů přenosových charakteristik sedaček bez potahu



Obr. 7.2.7 Výsledné porovnání průběhů fáze v závislosti na frekvenci sedaček bez potahu



Obr. 7.2.8 Výsledné porovnání průběhů přenosových charakteristik sedaček s potahem



Obr. 7.2.9 Výsledné porovnání průběhů fáze v závislosti na frekvenci sedaček s potahem

Výsledné průběhy přenosových charakteristik ve sledované oblasti mezi 0 -12 Hz ukázaly rozdílné výsledky zkoušených sedaček. Při porovnání funkčního modelu s NPU materiálem s aktivně řízenou výztuhou a sedačky v současnosti vyráběné s PU pěnou s pasivní elastickou výztuhou jsou znatelné rozdíly při měření sedačky bez potahu a také s potahem. Zatímco funkční model má pro jednotlivé zátěže téměř totožné průběhy přenosové charakteristiky, což vyjadřuje nezávislost přenosové charakteristiky na změnu přidané hmotnosti, naopak sedačka s PU pěnou má přenosové charakteristiky pro jednotlivé zátěže rozdílné (obr. 7.2.6 a 7.2.8). To stanovuje, že sedák s výplní komfortní vrstvy z PU pěny s pasivní výztuhou konstrukce sedáku je závislý na změně hodnoty zatížení, což nelze pro odpovídající kvalitu sezení vhodně optimalizovat. Zatímco navržený sedák s výplní komfortní vrstvy z NPU materiálu s aktivní výztuhou měl přibližně totožné přenosy pro jednotlivé zátěže, což je zřetelné i z průběhu fáze (obr. 7.2.7 a 7.2.9). Výsledky maximálních hodnot přenosu jsou uvedeny v tab. 7.2.3.

Tab. 7.2.3 Výsledky maximální hodnoty přenosu sedačkou pro danou zátěž

Hmotnost závaží [kg]	maximální hodnota přenosu (rezonance)							
	Funkční model s NPU materiálem				Vyráběná sedačka s PU pěnou			
	bez potahu		s potahem		bez potahu		s potahem	
	frekvence [Hz]	max	frekvence [Hz]	max	frekvence [Hz]	max	frekvence [Hz]	max
22	6,10	3	6,10	2,85	7,80	3,40	9,10	3,10
32	6,15	3,10	6,20	2,90	6,80	3,65	7,90	3,35
42	5,90	3,20	6	3,10	6,60	3,80	6,80	3,35
52	6,20	3,15	6	3,10	6,40	3,40	6,40	3,25
62	6,20	3,20	6,10	3,15	5,85	3	6	2,80

7.3 Závěr

Kapitola 7 se věnovala realizaci funkčního modelu automobilové sedačky s NPU materiálem s aktivně regulovatelnou výztuhou. Byly sestaveny a realizovány funkční modely, a to výplně komfortní vrstvy sedáku z horizontálně kladených recyklovaných vláken (kap. 7.1.1) a systému konstrukce aktivní regulovatelné výztuhy v sedáku autosedačky (kap. 7.1.2). Byl proveden návrh a následná realizace konstrukce zkušebního zařízení pro měření a testování automobilových sedaček v hydrodynamické laboratoři (viz kap. 7.2.1 a 7.2.4). Zkušební zařízení se skládalo ze zátěžového ramene, které umožňuje sedačku zatěžovat nejen ve vertikálním směru, ale také umožňuje uložení a rotaci zátěžové tvarovce a zároveň kolébání zátěžové tvarovky (kap. 7.2.1). Zařízení je uzpůsobeno pro statické a dynamické měření nejen sedaček, ale i experimentálních vzorků. Byla sestavena metodika měření kompletních sedaček pro porovnání výsledků přenosových charakteristik (kap. 7.2.5). Porovnání výsledků měření funkčního modelu nové sedačky a sedačky v současnosti vyráběné ukázala, že funkční model s NPU materiálem s aktivně regulovatelnou výztuhou konstrukce sedáku byl při testování prakticky nezávislý na zatěžující hmotnosti, zatímco v současnosti vyráběná sedačka s PU pěnou a pasivní elastickou výztuhou konstrukce sedáku je závislá na změně hodnoty zatížení, což nelze pro odpovídající kvalitu sezení vhodně optimalizovat. Závislost na zatěžující hmotnosti se projevuje rozdílnými přenosovými charakteristikami pro jednotlivé zátěže. To je nevhodné zejména při změně rychlosti stlačování/deformace, kde dochází k přetížení (změna lidské hmotnosti) a tedy nelze regulovat odpovídající tuhost a tlumení.

Kapitola 8

Přínosy disertační práce

V průběhu studie problematiky vlastností automobilové sedačky a následného řešení disertační práce byly prostřednictvím analýz, matematických vztahů, experimentů a modelových simulací zjištěny poznatky, které jsou přínosem jak pro vědní obor, tak i pro následnou aplikaci v praxi.

8.1 Přínosy pro vědní obor

Přínosy disertační práce pro vědní obor lze shrnout do následujících bodů:

- Bylo zjištěno, že vybrané vzorky NPU materiálů nevykazují výraznou změnu mechanických vlastností při různých metodách zatěžování (statické a dynamické), což je naopak patrné u vzorku PU pěny. Významná je závislost vlastností na rychlosti deformace, kdy se projevuje u vzorku PU pěny počáteční nárůst tuhosti a naopak u vybraných vzorků z NPU materiálů je počáteční nárůst tuhosti minimální. Příčiny tohoto chování byly patřičně vysvětleny. Z hlediska bezpečnosti může výrazný počáteční nárůst tuhosti materiálu vést např. k poranění hlavy a krčních obratlů při nárazu hlavy do hlavové opěrky během nárazu vozidla. Prostřednictvím modelové simulace bylo ukázáno, že PU pěna má odlišnou distribuci hlavního napětí v porovnání s vybraným NPU materiálem s horizontálně kladenými recyklovanými vlákny. To následně vede k nestejnoměrnému rozložení kontaktního tlaku především v přechodových částech geometrie vzorku. Dále bylo zjištěno, že také tloušťka materiálu významně ovlivňuje chování materiálu, což je důležité pro bezpečnost především při vysoké rychlosti zatížení. Při měřeních byla navržena vlastní metodika zkoušení vzorků v předpjatém stavu, vykazující kvalitativně odlišné výsledky, které jsou blíže k reálným procesům zatěžování automobilových sedaček.
- Prostřednictvím n-parametrového Tucketova reologického modelu lze vhodně popsat mechanické vlastnosti viskoelastických materiálů, neboť výsledný průběh závislosti napětí na deformaci je v dobré shodě s experimentálně naměřenými daty. Následně lze pomocí modelu vyjádřit např. tuhost a tlumení ve vzorku PU pěny.
- Bylo vysvětleno, že pro optimální vibroizolační vlastnosti automobilové sedačky je nutné aplikovat aktivní systémy tlumení, přičemž byly uvedeny možnosti řešení zohledňující požadavky současného stavu.

8.2 Přínosy pro praxi

Přínosy disertační práce pro praxi lze shrnout do následujících bodů:

- Byl navržen systém aktivní regulace výztuhy sedáku automobilové sedačky pro řízené snižování vibrací, který je chráněn patentem. Poté byla provedena realizace funkčního modelu automobilové sedačky s výplní komfortní vrstvy sedáku z NPU materiálu s aktivně regulovatelnou výztuhou, která měla při zkoušení téměř totožné průběhy přenosových charakteristik pro jednotlivé zátěže. Zatímco v současnosti

vyráběná autosedačka s výplní komfortní vrstvy z PU pěny s pasivní elastickou (plechovou) výztuhou měla pro jednotlivé zátěže přenosové charakteristiky rozdílné.

- Bylo zjištěno, že vybrané NPU materiály z vlákných recyklovaných struktur nevykazují závislost na rychlosti deformace, proto při konstruování např. sedáků, opěráků či hlavových opěrek jsou jejich vlastnosti snadněji optimalizovatelné z pohledu bezpečnosti pasažéra při nárazu. Jejich prostřednictvím lze také snížit energetickou náročnost a splnit směrnici 2000/53/ES stanovující využitelnost recyklovaných materiálů. Také bylo vysvětleno, že pro zachování kvality a bezpečnosti sezení není vhodné příliš redukovat tloušťku výplně komfortní vrstvy.
- Byl proveden návrh a konstrukce zkušebního zařízení, který lze výhodně použít pro porovnávání vlastností autosedaček ve stísněných prostorech (absence masivních konstrukcí, úspora materiálu). Zařízení je uzpůsobeno pro statické a dynamické měření nejen sedaček, ale i experimentálních vzorků. Dále byla sestavena metodika měření kompletních sedaček pro porovnání výsledků přenosových charakteristik.

Kapitola 9

Závěr a doporučení

Disertační práce zaměřená na problematiku automobilových sedaček, řeší klíčové problémy současného vývoje, jako je náhrada polyuretanové pěny za jiný alternativní recyklovaný materiál a snižování nežádoucích mechanických vibrací přenášených sedačkou na člověka. Tento komplexní multidisciplinární problém si vyžádal řadu analýz, teoretických studií, modelových simulací a měření, které vedly ke **splnění hlavního cíle disertační práce**, tj. realizaci konstrukce funkčního modelu automobilové sedačky s nepolyuretanovým materiálem v propojení s aktivně regulovatelnou výztuhou sedáku pro zajištění odpovídající kvality sezení.

Pro splnění hlavního cíle disertační práce byly provedeny následující dílčí kroky:

- Konstrukce funkčního modelu výplně komfortní vrstvy sedáku s nepolyuretanovým materiálem
 - Byly vytvořeny analýzy vybraných materiálů pro návrh konstrukce výplně komfortní vrstvy (kap. 4), kde byly porovnávány struktury PU pěny a NPU materiálů z vybraných vláknenných kompozitních struktur (viz kap. 4.1 a 4.2), přičemž byly provedeny studie a matematicko-fyzikální popisy mechanického chování těchto materiálů. Následně byly souhrnně popsány jejich mechanické vlastnosti, které jsou ovlivněny v případě PU pěny její buněčnou strukturou a u vybraných NPU materiálů prostorovou stavbou, uspořádáním vláken a pojiva (viz kap. 4.1.3 a 4.2.3).
 - Provedla se měření mechanických vlastností vybraných materiálových vzorků pro vzájemná porovnání (kap. 5). Byly sestaveny metodiky měření a realizovány experimenty se vzorky při statickém a dynamickém stlačování (viz kap. 5.2 a 5.3). Bylo zjištěno, že mechanické vlastnosti PU pěny jsou výrazně závislé na rychlosti deformace, což je dáno vlivem celistvé buněčné struktury, která neumožňuje vzduchu v počáteční fázi stlačování uniknout ze struktury. V porovnání s tím byl vybrán NPU materiál z horizontálně kladených vláken prakticky nezávislý na rychlosti deformace. Rozložení hlavních napětí ve vzorku způsobuje u PU pěny vyboulení, zatímco u NPU materiálu se vyboulení neprojevuje. Vzorek PU pěny je také charakteristický vysokou počáteční tuhostí, zatímco vzorky NPU materiálů mají nízký počáteční nárůst tuhosti (viz kap. 5.2.2) Při experimentech bylo stanoveno, že dynamický modul pružnosti E_p^D je větší než statický modul pružnosti E_p^S (viz 5.3.1). Dále byly vytvořeny MKP simulace dynamického stlačování vybraného vzorku NPU materiálu a PU pěny v programu PAM CRASH (viz kap. 5.6.1). Ze simulací bylo zjištěno, že rozložení kontaktních tlaků je ve vzorku PU pěny vlivem působících hlavních napětí a přetvoření ve směrech kolmých na směr stlačení nerovnoměrné, zatímco u vzorku NPU materiálu je rozložení tlaku rovnoměrné.

- Provedla se realizace funkčního modelu výplně komfortní vrstvy sedáku s vybraným NPU materiálem (kap. 7). Funkční model z NPU materiálu měl hmotnost 1123 g a byl geometricky tvarován jako konstrukce sedáku z PU pěny s hmotností 1703g, která se používá v současnosti vyráběných autosedačkách (viz kap. 7.1)
- Konstrukce funkčního modelu sedáku s aktivně regulovatelnou výztuhou
 - Byl proveden návrh konstrukce systému aktivní regulovatelné výztuhy (kap. 6). Byly uvedeny možnosti řízeného snižování vibrací (viz kap. 6.1) a sestaveny mechanické modely pro stanovení vibrací (viz. kap. 6.2). Prostřednictvím diskrétního dvouhmotového modelu stávajícího provedení konstrukce sedáku s pasivní elastickou výztuhou bylo zjištěno, že vzhledem k současným požadavkům vývoje automobilových sedaček nelze docílit výrazného uklidnění hmoty konstrukce rámu a nelze ani přenosovou charakteristiku významně ovlivnit. Provedly se proto tři návrhy řešení aktivně regulovatelné výztuhy sedáku (kap. 6.3.1), kde vybrané řešení je chráněno patentem. Byla vytvořena MKP simulace aktivní regulovatelné výztuhy při zatížení virtuální figurínou (viz kap. 6.5.2) pro posouzení stability a rozložení napětí. Ze simulace bylo zjištěno, že vybraný materiál viskoelastické výztuhy snese zatížení a lze jej tedy použít pro realizaci funkčního modelu.
 - Následně byla provedena realizace funkčního modelu vybraného řešení aktivně regulovatelné výztuhy sedáku (kap. 7) s popisem konstrukčního řešení (viz kap. 7.1.2). Dále se provedla kompletace funkčního modelu výplně komfortní vrstvy sedáku s NPU materiálem s aktivně regulovatelnou výztuhou sedáku, která vytvořila funkční model nové automobilové sedačky (viz kap. 7.1.3).
- Zkoušení funkčního modelu automobilové sedačky a sedačky v současnosti vyráběné
 - Provedl se návrh konstrukce zkušebního zařízení pro měření a testování automobilových sedaček, přičemž se realizace měření provedla v hydrodynamické laboratoři Technické univerzity v Liberci (viz kap. 7.2). Zkušební zařízení se skládalo ze zátěžového ramene, které umožňuje sedačku zatěžovat nejen ve vertikálním směru, ale také umožňuje uložení a rotaci zátěžové tvarovce a také kolébání zátěžové tvarovky (viz kap. 7.2.1). Zařízení je uzpůsobeno pro statické a dynamické měření nejen sedaček, ale i experimentálních vzorků. Byla sestavena metodika měření kompletních sedaček pro porovnání výsledků přenosových charakteristik funkčního modelu nové sedačky a sedačky v současnosti vyráběné (kap. 7.2.5). Porovnání výsledků měření funkčního modelu nové sedačky a sedačky v současnosti vyráběné ukázala, že funkční model s NPU materiálem s aktivně regulovatelnou výztuhou sedáku byl při testování prakticky nezávislý na zatěžující hmotnosti, zatímco v současnosti vyráběná sedačka s PU pěnou a pasivní elastickou výztuhou sedáku je závislá na změně hodnoty zatížení, což nelze pro odpovídající kvalitu sezení vhodně optimalizovat. Závislost na zatěžující hmotnosti se projevuje rozdílnými přenosovými charakteristikami pro jednotlivé zátěže. To je nevhodné

zejména při změně rychlosti stlačování/deformace, kde dochází k přetížení (změna lidské hmotnosti) a tedy nelze regulovat odpovídající tuhost a tlumení.

Provedené analýzy, studie, měření a z nich dosažené výsledky vedou k využití při vývoji konstrukčních částí sedaček, zejména výplní komfortní vrstvy sedáku, opěráku či hlavové opěrky. Také bylo měřením potvrzeno, že nahrazení pasivní výztuhy sedáku automobilové sedačky za systém aktivní regulovatelné výztuhy může zajistit odpovídající kvalitu sezení, neboť se tak sedačka stává nezávislá na zatěžující hmotnosti.

Pro zpřesnění a doplnění uvedených výsledků stanovených experimentálně a pomocí modelových simulací doporučuji další postup:

- Výzkum a zkoušení vybraných NPU materiálů a PU pěny při vysokých rychlostech zatěžování (Crash testy), realizovat měření a porovnávání na vzorcích a na kompletních funkčních modelech. Experimenty by mohly být provedeny např. v prostorách nové laboratoře aplikované mechaniky Technické univerzity v Liberci, kde je k dispozici rychlý hydraulický válec.
- Výzkum vybraných NPU materiálů a PU pěny při výrazných teplotních rozdílech a následně realizovat různá měření a porovnávání na vzorcích a na kompletních funkčních modelech. Experimenty by mohly být provedeny např. v prostorách nové laboratoře aplikované mechaniky Technické univerzity v Liberci, kde je k dispozici klimakomora.
- Provést analýzy a důkladné studie trhlin elastických a viskoelastických textilií, které se stávají nosnou částí rámu sedáku a opěráku nových automobilových sedaček. Navrhuji provést modelové simulace umožňující posuzovat apriorní šíření trhliny, jak je ukázáno v příloze [P5] a dále výsledky modelových simulací verifikovat s experimenty při využití vysokorychlostních kamer (např. Aramis).
- Pokračovat ve výzkumu bezpečnosti pasažéra na automobilové sedačce při nárazu vozidla, zejména se cíleně věnovat poranění hlavy a krčních obratlů. Navrhuji vytvořit modelové simulace z CAD dat hlavy a krčních obratlů jak je ukázáno v příloze [P6], sestavených např. z polygonálních sítí (plošných útvarů) ze získaných rentgenových snímků. Následně doporučuji vytvořit odpovídající konstrukci sítě konečných prvků a sestavit vhodné počáteční a okrajové podmínky modelu, přičemž definovat odpovídající materiálové modely zahrnující i plastickou deformaci pro přiblížení reálného poranění při nárazu.

Literatura

- [1] Adreoni, G.; Santambrogio, G.C.; Rabuffetti, M.; Pedotti, A. (2002). *Method for the analysis of posture and interface pressure of car drivers*, Applied Ergonomics, Vol.33, pp.511-522.
- [2] Chesne, A. (2005). *Accidental injury: biomechanics and prevention*, International Journal of Legal Medicine, Volume 119 (2), pp.114-114.
- [3] Fründ, J.; Gausemaier, J.; Matysczok, C.; Radkowski, R. (2005). *Using Augmented Reality Technology to Support the Automobile Development*, W.Shen et al. (EDS.): CSCWD, LNCS 3168, pp. 289 – 298.
- [4] Duffy, V.G. (2008). *Handbook of Digital Human Modeling – Research for Applied Ergonomics and Human Factors Engineering*, Purdue University, Indiana, USA, No. ER564X.
- [5] Verver, M.M.; De Lange, R.; Van Hoof, J.; Wismans, J.S.M. (2005): *Aspects of seat modelling for rating comfort analysis*, Applied Ergonomics, Vol.36, pp. 33-42.
- [6] Petřík, J. (2008). *Interakce automobilové sedačky a závaží*, Disertační práce, Technická univerzita v Liberci
- [7] Kyung, G.; Nussbaum, M.A. (2007). *Driver sitting comfort and discomfort (part II): Relationships with and prediction from interface pressure*, International Journal Industrial Ergonomics, Vol.38, pp. 526-538.
- [8] Griffin, M.J.; Subashi, G.H.M.J.; Nawayseh, N.; Matsumoto, Y. (2009). *Nonlinear subjective and dynamic responses of seated subjects exposed to horizontal whole-body vibration*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 321 (1-2), pp.416-434.
- [9] Fliegel, V.; Martonka, R.; Petřík, J. (2011). *Measuring and comparasion of energy of mechanical vibrations absorbed by human*, Journal of Vibroengineering, Vol. 13 (3), pp. 446-450.
- [10] Hirao, K.; Kitazaki, S.; Yamazaki, N. (2006). *Development of new driving posture focused on biomechanical loads*, Journal SAE International, Vol.100, pp. 5-10.
- [11] Griffin, M.J.; Ebe, K. (2001). *Factors affecting static and seat cushion comfort*, Ergonomics, Vol. 41 (10), pp.901-921.
- [12] Martonka, R. (2010). *Měření automobilových sedaček a jejich inovace*, Disertační práce, Technická univerzita v Liberci.
- [13] Fliegel, V.; Martonka, R. (2007). *Biomechanics system – human and seat*, AT&P Journal Plus, Vol.1, pp.314-316.
- [14] Petřík, J.; Petrů, M. (2009). *Simulation of the transmissibility of the non-linear materials*, Vibroengineering, Proceedings of the 8th International Conference, Klaypeda university Lithuania, Kaunas University of Technology, Lithuania, pp.34-37.
- [15] Mills, N.J. (2007). *Polymer foams handbook: engineering and biomechanics applications and design guide*, Oxford, UK.
- [16] Wollesenbet, E.; Peter, S. (2009). *Volume fraction effect on high strain rate properties of syntactic foam composite*, Journal Material Science, Vol.44 (6), pp.1528-1539.
- [17] Petrů, M.; Novák, O.; Prášil, L. (2011). *Reduce of head Injuries during Whiplash by the help of materials with independent strain rate*, Journal of Rehabilitation Medicine, Vol. 43, Suppl. 50, pp.28-29.
- [18] Cirkl, D. (2007). *Measurement of mechanical properties of polyurethane foam in vacuum*, Institute of Thermomechanics, Dynamics of machine. Prague, Czech republic 6-7 February 2007: Academy of science of the Czech Republic.

-
- [19] Landrock, A.,H. (1995). *Handbook of plastic foams*, Library of Congres New Jersey,USA.
 - [20] Foye, R.L. (1966). *Compression strength of unidirectional composites*, Columbus, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Structural composites group, USA.
 - [21] Bareš, R.A. (1988). *Kompozitní materiály*, SNTL Praha.
 - [22] Mills, N.J. (2007). *The high strain mechanical response of wet Kelvin foams open cell foams*, International Journal Solids Structure, Vol. 44, pp.51-65.
 - [23] Petru, M.; Petřík, J. (2009). *Systems to optimize comfort and developments of car seat*, Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering, Annals of Faculty Engineering Hunedoara, fascicule 4, pp.55-59.
 - [24] Petru, M.; Novák, O. (2011). *Analysis and testing of mechanical properties of polyurethane foam and materials for nonpolyurethane car seat cushions*, 4th International Mechanical Engineering Forum Prague, CZU Praha, p.135 -149.
 - [25] Neckář, B. (1998). *Morfologie a strukturní mechanika obecných vláknenných útvarů*, Technická univerzita v Liberci.
 - [26] Liu, Z.; Zhang, E.; Ji Z.(2008). *Simulation and Experimental Study of Human Riding Comfort in Dynamic Man-Automobile System*, Intelligent robotics and applications, Lecture Notes in Computer Science, 2008, Vol. 5314/2008, pp. 577-587.
 - [27] Kondo, Teruyuki (2001). *Vibration Analysis Method for Seat Using Explicit FEM Code Predicting a Vibration Transmissivity of Spring Support Seat*, Proceedings. JSAE Annual Congress, No.24(1), pp.1-4.
 - [28] Petru, M.; Novák, O. (2011). *Testing and simulation of viscoelastic reinforcement applied into car seat construction*, ACC Journal ,Issue A, Natural Sciences and Technology, pp.80-88.
 - [29] Evropská směrnice 2000/53/ES:
<http://eur-ex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=DD:15:05:32000L0053:CS:PDF>
 - [30] FP7, RP7 - vývoj zaměřený na energeticky nenáročné materiály:
http://ec.europa.eu/research/fp7/pdf/fp7-brochure_cs.pdf
 - [31] <http://www.scottsmiracleagro.com/corporateresponsibility/infoCenter/crazyForCoconuts.html>
 - [32] <http://green.autoblog.com/2007/07/11/fords-bio-foam-and-bio-plastics-plants-arent-just-for-fuel-an/>
 - [33] <http://www.nova-institut.de/bio/index.php?tpl=startlist&lng=en>
 - [34] Zeng, J.; Iyer, S.; Gonzales, R.; Shiraldi, D.A.; Kumar, S. (2005). *Reinforcement of Poly(ethylene terephthalate) fibers with Polyhedral Oligomeric Silsesquioxanes POSS*, High Performance Polymers, Vol.17, pp. 403-424.
 - [35] Matisons, J. (2011). *Applications of Polyhedral Oligomeric Silsesquioxanes*, 1st Edition, Springer, UK.
 - [36] Kistler, S.S. (1931). *Coherent expanded aerogels and jellies*, Nature 127, pp. 741.
 - [37] ČSN ISO 10227 (1998). *Zkoušení člověka / náhrady člověka nárazy (jednotlivými nárazy) a hodnocení - Pokyny pro technická hlediska*.
 - [38] Svensson, M.Y.; Siegmund G.P.; Winkelstein, B.A.; Vasavada, A.; Jakobsson, L.; Ivancic P.C (2011). *Reducing The Risk of Neck injury sequelae: Injury mechanisms and prevention*, Journal of Rehabilitation Medicine, Vol. 43, Suppl. 50, pp.8-9.
 - [39] Henn, H. (1998). *Crash Tests and the Head Injury Criterion*, Teaching mathematics and its applications, Oxford Journal, Vol. 17, pp.162-170
 - [40] Petru, M.; Petřík, J. (2010). *Development and optimization of the headrests car seat*, Bulletin of Applied Mechanics, Vol. 6 (22), pp.34-40.

- [41] Gupta, P.; Anand, V.R.; Joshi, D.S.J.; Nunna, S.R.; Ramanath, K.S.(2008). *Anti-submarine Pergormance of an Automotive Seating System – A DoE study* , [cit. 20.6.2010]. Dostupné na: <http://www.infosys.com/industries/automotive/white-papers/Documents/antisubmarine-performance-CAE-DOE.pdf>
- [42] Novák, M.; Votruba, Z.; Faber. J. (2003). *Jak ohrožuje pokles pozornosti řidičů vozidel bezpečnost jízdy* [cit. 12.11.2010]. Dostupné na:http://filip.fd.cvut.cz/pdf/pokles_pozornosti_ridice.pdf?PHPSESSID=e56130cd5e4d4f1e2c052078bd1fd028
- [43] Scott, E.M. (1986). *Studies in intengrated fysiology*, Cardiovascular fysiology: an integrated approach, Manchester university Press, UK.
- [44] Novák, O., Petruš, M.. (2009). *Simulation of mattresses for immobile patients*, Autex, World Textile Conferencion , Izmir, Turkey, pp. 334-339.
- [45] Zhao, J.; Narwani, G. (2005). *Development of a Human Body Finite Element Model for restraint system R&D applications Takata*, Automotive Systems Laboratory, Inc. Paper Number 05-0399.
- [46] Stříž, B. (2003). *Mechanika textilií 1,2*, Technická univerzita v Liberci.
- [47] Petřík, J; Petruš, M. (2009). *Optimalization of the seat cushion comfort layer*, 50.Conference of Departments of Parts and Mechanism of Machines, Žilinská univerzita, Slovensko, pp.78.
- [48] ČSN ISO 2631-1 (1997) *Vibrace a rázy - Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím - Část 1: Všeobecné požadavky*.
- [49] ČSN ISO 5982 (2003) *Vibrace a rázy – Rozsah idealizovaných hodnot k charakterizování biodynamické odezvy lidského těla v poloze vsedě při působení vertikálních vibrací*.
- [50] Porter, J.M.; Gyi, D.E (2002).: *The prevalence of musculoskeletal troubles among car drivers*, Occupational Medicine, Vol.52, pp.4–12.
- [51] Johanning, E. (1998). *Back disorder intervention strategies for mass transit operators exposed to whole-body vibration – comparison of two transit system approaches and practices*, Journal of Sound and Vibration, Vol.215 (4), pp. 629-634
- [52] Mackie, R.R.; Miller, J.C. (1978). *Effects of Hours of Service, Regularity of Schedules and Cargo Loading on Truck and Bus Driver Fatigue*, Report HS 803 799 (Washington, DC: US Department of Transportation), USA.
- [53] Mabbott, N.; Foster, G.; Mcphee, B. (2001). *Heavy Vehicle Seat Vibration and Driver Fatigue*, Canberra: Department of Transport and Regional Services, Australian Transport Safety Bureau, Australia
- [54] Kupka, L. (2008). *Aktivní vibroizolační system sedadla*, Disertační práce, Technická univerzita v Liberci
- [55] Pešík, L.; Vančura, M. (2006). *Optimalizace charakteristik tuhosti a tlumení sedadla řidiče motorového vozidla*, Vědecká pojednání, Technická univerzita v Liberci, s.289-292.
- [56] Petruš, M.; Němeček, P. (2012). *Optimalizace konstrukce sedáku v současnosti vyráběné automobilové sedačky*, Diago, 31. mezinárodní vědecká conference, Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, s. 25 -29.
- [57] Caudron, J.C. (2003), *Etude du marché du polyuréthane et Etat de l'art de ses techniques de recyclage*, Rapport de l'ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise del'Energie), French.
- [58] EHK OSN č. 17 (2006). *Jednotná ustanovení pro schvalování typu vozidel z hlediska sedadel, jejich ukotvení a opěrek hlavy*, dostupné: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2007:121:0003:0041:CS:PDF>

- [59] ISO 6549 (1999). *Road vehicles - Procedure for H- and R-point determination*.
- [60] <http://www.cieb.cz/UserFiles/Image/Vykresy/SRmech5.pdf>
- [61] Dupuis, R.L.; Njeugna, N.; Adolphe, D. C.; Schacher, L.; Aubry, E.; Schaffhauser, J.; Strehle, P. (2009). *Comparison of Compression Behaviour of PU Foam and 3D Nonwoven*, *Proceedings of the SEM Annual Conference*, Society for Experimental Mechanics Inc. [cit. 15.9.2010]. Dostupné na: <http://sem-proceedings.com/09s/sem.org-SEM-2009-Ann-Conf-s055p02-Comparison-Compression-Behaviour-PU-Foam-3D-Nonwoven.pdf>
- [62] Njeugna, N.; Schacher, L.; Adolphe, D. C.; Schaffhauser, J.; Strehle, P. (2010). *Development of a New 3D Nonwoven for automotive Trim Applications*, *New Trends and Developments in Automotive Industry*, Intech, pp. 333-346. [cit. 15.2.2011]. Dostupné na: <http://www.intechopen.com/books/new-trends-and-developments-in-automotive-industry/development-of-a-new-3d-nonwoven-for-automotive-trim-applications>
- [63] Struto International Inc. (2007), Struto® Nonwoven, <http://www.struto.com/>; SANTEX Group (2007), Wavemaker® Nonwoven, <http://www.cavitec.ch/en/?menu=produkteprogramm>
- [64] Hanel, S.E.; Dartman, T., Shishoo, R. (1997). *Measuring methods for comfort rating of seats and beds*, *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 20, pp. 163-172. [cit. 25.3.2009].
- [65] Fliegel, V.; Petřík, J.; Martonka, R., Novák, O.; Petrů, M. (2008,2009). *Vývoj sedaček pro VW*, Výzkumná zpráva, majitel: Technická univerzita v Liberci.
- [66] <http://www.profimedia.cz/fotografie/peapod-by-mohl-byt-konecny-zelene-auto/0031474821/>
- [67] Metkar, R.M.; Sharma,P.; Sohoni,N.; Dawoo, K.; Mahalle, N. (2009). *Design and development of car seat safety mechanism*, Dostupné na: www.nstedb.com/success/car-seat.pdf [cit. 16.8.2010].
- [68] Fliegel, V.; Martonka, R. (2009). *Sedačka, zejména sedačka automobilová*, Užitný vzor č. 19429, majitel: Technická univerzita v Liberci.
- [69] Morrell, J.; Wasilewski, K. (2010). *Design and evaluation of a vibrotactile seat to improve spatial awareness while driving*, *IEEE Haptics Symposium*, Waltham, Massachusetts, USA, pp. 281-288.
- [70] Rush, K.C. (1970). *Energy-absorbing characteristics of foamed polymers*. *Journal Applied Polymer Science* , Vol.14, pp.1133-1147.
- [71] Církľ, D. (2005). *Mechanické vlastnosti polyuretanové pěny*, Disertační práce, Technická univerzita v Liberci.
- [72] Neilsen, M.K.; Morgan, H.S.; Krieg, R.D. (1987). *A Phenomenological Constitutive Model for Low Density Polyurethane Foams*, SANDIA Report, SAND86-2927,UC-71.
- [73] Rush, K.C. (1969). *Load compression behavior of flexible foams*. *Journal Applied Polymer Science*; Vol. 13, pp.2297-2311.
- [74] Schwaber, M.D.; Meinecke, A. E. (1971).*Energy absorption in polymeric foams. II. Prediction of impact behavior from instron data for foams with rate-dependent modulus*, *Journal Applied Polymer Science* , Vol.15 (10), pp.2381-2393.
- [75] Nagy, A.; Ko, W.L.; Lindholm, U.S. (1974) *Mechanical behavior of foamed materials under dynamic compression*. *Journal Cellular Plastics*, Vol.10 (3), pp.127-134
- [76] Sinha, S.C.; Mitchell, J.O.; Lim, G.G.; Chou, C.C (1997). *Constitutive modelling of energy absorbing foams*. SAE paper no.940880.

-
- [77] Zhang, J.; Kikuchi, N.; Li, V.; Yee, A.; Nusholtz, G. (1998). *Constitutive modeling of polymeric foam material subjected to dynamic crash loading*, International Journal of Impact Engineering, Vol. 21 (5), pp.369-386.
 - [78] Wyk, C.M. (1946). *Note on the compressibility of wool*, Journal of the Textile Institute, Vol. 37 (12), pp. 285-292.
 - [79] Neckář, B.; Das, D. (2012). *Modelling of fibre orientation in fibrous materials*, Journal of the Textile Institute, Vol. 103 (3), pp. 330-340.
 - [80] Okrouhlík, M.; Höschl, C.; Plešek, J.; Pták, S.; Nadrchal, J.(1997). *Mechanika poddajných těles, numerická matematika a superpočítače*, ÚT, Praha.
 - [81] DIN 54 305 (1976). *Testing of textiles; determination of the compression elastic behaviour of fibrous webs and nonwovens*.
 - [82] Kleiven, S.(2007). *A parametric study of energy absorbing foams for head injury prevention*, NHTSA.
Dostupné na: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/esv/esv20/print10.pdf>
 - [83] Belytschko, T., Liu, W. K., Moran, B. (2000). *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures*, John Wiley & Sons, Ltd., Chichester, UK.
 - [84] Flanagan, D.P.; Taylor, L.M. (1987). *An accurate numerical algorithm for stress integration with finite rotations*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 62., pp. 305–320.
 - [85] Altair Hypermesh 11.0, <http://www.altairhyperworks.com>
 - [86] Clinckemaulle, J., Galbas, H. G., Kolp, O., Thole, C. A., Vlachoutsis, S. (2000). *High Scalability of Parallel PAM-CRASH with a New Contact Search Algorithm*, Lecture Notes in Computer Science, Vol. 1823, pp. 439-444.
 - [87] PAM CRASH, *Reference and solver notes manual 2005 a 2010*, <http://www.esi-group.com/>
 - [88] Petrů, M. (2011). *Analýza mechanických vlastností aplikovatelných pro komfortní výplně autosedačky*, Workshop pro doktorandy, Technická univerzita v Liberci, s. 220-224.
 - [89] Šika, Z. (2004). *Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů*, Habilitační práce, ČVUT, Praha.
 - [90] Slavík, J.; Stejskal, V.; Zeman, V. (1997). *Základy dynamiky strojů*, ČVUT, Praha.
 - [91] Honců, J. (2003). *Vybrané statě z částí a mechanismů strojů I*, Technická univerzita v Liberci.
 - [92] Rektorys, K. (1999). *Variační metody v inženýrských problémech a problémech matematické fyziky*, Academia, Praha.
 - [93] Petrů, M.; Novák, O. (2010). *Program pro určování sil v jednotlivých směrech nití některých anizotropních struktur potahových textilií z tahové zkoušky*, Trans_for_Tex_Word, Technická univerzita v Liberci.
 - [94] ČSN 80 0073 (1991). *Pojmy používané při zkoušení textilií tahem*.
 - [95] ČSN EN ISO 2062 (1996). *Textilie. Nitě v návinech. Zjišťování pevnosti a tažnosti jednotlivých nití při přetrhu*.
 - [96] DEWESoft 7.0, <http://www.dewesoft.com/>
 - [97] <http://noel.feld.cvut.cz/vyu/ucz/cv10/index.htm#tri>

Seznam vědeckých a odborných publikací autora

Publikace ve vědeckém časopise s Impakt faktorem [IF]

- [1] Petrů, M.; Novák, O.; Herák, D.; Simanjuntak, S. (2012). *Finite element method model of the mechanical behaviour of Jatropha curcas L. seed under compression loading*, Biosystems Engineering, Vol. 111 (4), pp. 412–421. [1,241]
- [2] Petrů, M., Novák, O., Prášil, L. (2011). *Reduce of head Injuries during Whiplash by the help of materials with independent strain rate*, Journal of Rehabilitation Medicine, Vol. 43, Suppl. 50, pp. 28-29. [1,967]

Patenty a užité vzory /podíl/

- [3] Petrů, M.; Novák, O.; Doubek, M. (2012). *Sedadlo, zejména sedadlo řidiče pro automobily nebo pracovní stroje*, patent č. 303075, majitel TU v Liberci. /50%-40%-10%/
- [4] Petrů, M.; Novák, O.; Doubek, M. (2011). *Sedadlo, zejména sedadlo řidiče pro automobily nebo pracovní stroje*, užité vzor č. 21966, majitel TU v Liberci. /50%-40%-10%/

Publikace ve vědeckém časopise bez Impakt faktoru

- [5] Petrů, M.; Novák, O. (2011). *Testing and simulation of viscoelastic reinforcement applied into car seat construction*, ACC Journal, 17, Issue A, Natural Sciences and Technology, p. 80-88.
- [6] Petrů, M.; Novák, O. (2010). *Mechanical properties measurement and comparison of polyurethane foam substitute*, ACC Journal, 16, Issue A, Natural Sciences and Technology, p. 50-59.
- [7] Petrů, M.; Petřík, J. (2010). *Development and optimization of the headrests car seat*, Bulletin of Applied Mechanics, Vol. 6, no. 22, p. 34-40.
- [8] Petrů, M.; Petřík, J. (2009). *Systems to optimize comfort and developments of car seat*, Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering, Annals of Faculty Engineering Hunedoara, fascicule 4, pp. 55-59.

Publikace ve sborníku národní nebo mezinárodní konference

- [9] Petrů, M.; Němeček, P. (2012). *Optimalizace konstrukce sedáku v současnosti vyráběné automobilové sedačky*, Diago, 31. mezinárodní vědecká konference, Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, str. 25 -29.
- [10] Petrů, M. (2011). *Analyzování mechanických vlastností aplikovatelných pro komfortní výplně autosedačky*, Workshop pro doktorandy, Technická univerzita v Liberci, s. 2011, str. 220-224.
- [11] Petrů, M.; Novák, O. (2011). *Analysis and testing of mechanical properties of polyurethane foam and materials for nonpolyurethane car seat cushions*, 4th International Mechanical Engineering Forum Prague, ČZU Praha, pp. 135 -149.
- [12] Petrů, M.; Novák, O. (2011). *Kinetics of Crack propagation in textiles usable for upholstery fabric of car seats*, Structure and Structural Mechanics of Textiles 18th International Conference, TU Liberec, pp.161-168.

- [13] Petrů, M.; Petřík, J. (2010). *FEM Optimization of the Headrest Safety during rear impact*, 51. Mezinárodní vědecká konference kateder časti a mechanismov strojov 2010, Košice, Slovensko, pp. 241-246.
- [14] Petrů, M.- Novák, O. (2010). *Analysis and testing of mechanical properties of textile materials for medical applications*, In: 5th International Textile, Clothing & Design Conference – Magic World of Textiles, Dubrovnik, Croatia, pp. 688-693.
- [15] Novák, O.; Petrů, M. (2010) *Simulation of mechanical properties of fabrics under biaxial tension*, Autex, World Textile Conferencing, Vilnius Lithuania, pp. 213– 218.
- [16] Novák, O.; Petrů, M. (2010). *Measurement and Simulation of Contact Pressure of Mattresses for Immobile Patients*, Applied Mechanics, Proceedings of the 12th international Scientific Conference, pp.95 – 98.
- [17] Petrů, M.; Petřík, J. (2010). *Optimization of the headrests seat according the signal Whiplash*, Applied Mechanics, Proceedings of the 12th international Scientific Conference, pp.99 -103.
- [18] Petrů, M. (2010). *Optimalizace viskoelastických vlastností komfortní vrstvy automobilové sedačky*, SVOČ, Technická univerzita v Liberci, str. 175 -184.
- [19] Petrů, M.; Petřík, J. (2009) *Systems to optimize comfort and developments of car seat*, Proceedings of the Conference Technical systems operation, Technická univerzita v Košiciach, pp.67-71.
- [20] Novák, O.; Petrů, M. (2009). *Simulation of nonlinear material properties of upholstery fabrics*, Structure and Structural Mechanics of Textiles 16th International Conference, TU Liberec, pp.
- [21] Novák, O., Petrů, M.. (2009). *Simulation of mattresses for immobile patients*, Autex, World Textile Conferencion , Izmir, Turkey. pp. 334-339.
- [22] Petřík, J.; Petrů, M. (2009). *Optimalization of the seat cushion comfort layer*, 50. Conference of Departments of Parts and Mechanism of Machines, Žilinská univerzita, Slovensko, pp.78.
- [23] Petřík, J.; Petrů, M. (2009). *Simulation of the transmissibility of the non-linear materials*, Vibroengineering, Proceedings of the 8th International Conference, Klaypeda university Lithuania, Kaunas University of Technology, Lithuania, pp.34-37.

Ostatní vybrané práce

- [24] Petrů, M.; Ševčík, L.; Samek, L. (2011). *Optimalizace vany*, spoluřešitel projektu MPO č. FR-TI3/845 „Technologie na výrobu anorganických nanovláken“, Dílčí výzkumná zpráva č. 3/2010/FR-TI3/845, Technická univerzita v Liberci.
- [25] Petrů, M.; Novák, O. (2010). *Program pro určování sil v jednotlivých směrech nití některých anizotropních struktur potahových textilií z tahové zkoušky*, spoluřešitel projektu Trans for Tex Word, Technická univerzita v Liberci.
- [26] Fliegel, v.; Petřík, j.; Martonka, R.; Novák, O.; Petrů, M. (2008, 2009) *Vývoj sedaček pro VW*, spoluřešitel výzkumné zprávy, Technická univerzita v Liberci.

Přílohy

Seznam příloh

[P1] Patent: Sedadlo, zejména sedadlo řidiče pro automobily nebo pracovní stroje	P2
[P2] Výkresová dokumentace realizovaného mechanického řešení systému aktivní regulov. výztuhy	P11
[P3] Výkresová dokumentace sestavy zátěžového ramene	P13
[P4] Postup výroby zátěžové tvarovky	P15
[P5] Úvodní studie a analýzy trhliny viskoleastické výztuhy	P16
[P6] Příprava modelové simulace pro detailnější studie a analýzy poranění hlavy a krčních obratlů	P18

Příloha [P1]

Patent: Sedadlo, zejména sedadlo řidiče pro automobily nebo pracovní stroje

PATENTOVÝ SPIS

(19)
ČESKÁ
REPUBLIKAÚŘAD
PRŮMYSLového
VLASTNICTVÍ

(21) Číslo přihlášky: **2010-976**
 (22) Přihlášeno: **29.12.2010**
 (40) Zveřejněno: **21.03.2012**
(Věstník č. 12/2012)
 (47) Uděleno: **09.02.2012**
 (24) Oznámení o udělení ve Věstníku: **21.03.2012**
(Věstník č. 12/2012)

(11) Číslo dokumentu:

303 075(13) Druh dokumentu: **B6**

(51) Int. Cl.:

B60N 2/50 (2006.01)**B60N 2/42** (2006.01)

(56) Relevantní dokumenty:

EP 1671393 A1, WO 9011841 A1, US 5222709 A, CZ 19429 U1.

(73) Majitel patentu:

Technická univerzita v Liberci, Liberec, CZ

(72) Původce:

Petrů Michal Ing., Liberec 6, CZ

Novak Ondřej Ing., Liberec 5, CZ

Doubek Miroslav, Lomnice nad Popelkou, CZ

(74) Zastupce:

Ing. Dobroslav Musil, patentová kancelář, Ing.

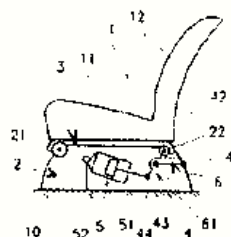
Dobroslav Musil, Cejl 38, Brno, 60200

(54) Název vynálezu:

**Sedadlo, zejména sedadlo řidiče pro automobily
nebo pracovní stroje**

(57) Arotace:

Sedadlo (1), zejména sedadlo řidiče pro automobily nebo pracovní stroje, obsahuje sedák (11) a opěradlo (12), jejichž polštářované výplně jsou tvořeny elastickou pěnou. Mezi sedákem (11) a podlahou (10) vozidla je uspořádán pevný rám (2) sedadla (1) a mezi rámem (2) a dolní plochou polštářované výplně sedáku (11) je uspořádán vibraizolační systém obsahující pružnou výztuhu (3) tvořenou pásem elastického materiálu. Vibroizolační systém obsahuje aktivní hřídel (21) situovaný v blízkosti jednoho okraje sedáku (11) a probíhající podél něj, přičemž je aktivní hřídel (21) otočně uložen v rámu (2) a spojen s ovládacím prostředkem jeho arctované úhlové polohy. Vibroizolační systém dále obsahuje kyvný nosník (22) situovaný v blízkosti druhého okraje sedáku (11) a probíhající podél něj a uložený pohyblivě vzhledem k rámu (2). Pružná výztuha (3) je jedním svým koncem spojena s aktivním hřídelem (21) a druhým svým koncem s kyvným nosníkem (22).



CZ 303075 B6

CZ 303075 B6

Sedadlo, zejména sedadlo řidiče pro automobily nebo pracovní strojeOblast techniky

Sedadlo, zejména sedadlo řidiče pro automobily nebo pracovní stroje, obsahující sedák a opěradlo, jejichž polštářované výplně jsou tvořeny elastickou pěnou, přičemž mezi sedákem a podlahou vozidla je uspořádán pevný rám sedadla a mezi rámem a dolní plochou polštářované výplně sedáku je uspořádán vibroizolační systém obsahující pružnou výztuhu tvořenou pásem elastického materiálu.

Dosavadní stav techniky

Nosnou částí struktury obvyklého automobilového sedadla je ocelový rám upevněný k podlaze vozidla, tuhá plechová výztuha sedáku a drátěná záďová výztuha opěradla. Plechová výztuha sedáku a drátěná výztuha opěradla jsou opatřeny vytvarovanými komfortními díly vyrobenými obvykle z polyuretanové pěny, která je překryta potahem upevněným v kotevních místech kovových výztuh. Polyuretanová pěna je prvkem, který tlumí mechanické vibrace podlahy vozidla a brání jejich přenosu do sedícího člověka.

Konstrukce rámu sedadla je důležitým prostředkem pasivní bezpečnosti vozidla a při všeobecném trendu snižování celkové výšky karoserií osobních automobilů zmenšuje nutná stavební výška tuhého rámu sedadla výšku prostoru využitelného pro komfortní část sedáku. Tuhý rám pevně spojený s podlahou přitom do komfortní části přenáší veškeré mechanické vibrace šířící se z podvozku. Snižování výrobních nákladů vede i k používání materiálů nahrazujících polyuretanové pěny, které ovšem mají spíše horší tlumicí vlastnosti a mohly by snižovat komfort sezení.

Řada konstrukcí řeší absorpci vibrací konstrukcí sedáku, která kombinuje nosnou síť upevněnou obvodem k rámu sedadla tažnými pružinami s vícevrstevným tuhým čalouněním. Jedno z těchto řešení je zveřejněno dokumentem EP 11 93 120 B1.

Řešení podle DE 19 902 224 C1 navrhuje sedadlo s nůžkovým uložením na rámu, přičemž s pevným rámem je spřaženo pružně zavěšené závaží, jehož tlumicí vlastnosti se nastavují pomocí hydraulického ústrojí řídícího v podstatě předpětí závěsné pružiny. Tlumení sice lze přizpůsobit například hmotností sedící osoby, zařízení je však složité a jeho nastavování problematické.

Dosavadní stav techniky řeší vibroizolační vlastnosti sedadla jednak pružícím zařízením uspořádaným mezi spodkem sedadla a podlahou vozidla a/nebo tvarem či materiálem výplně především sedáku sedadla.

Materiálem pěny výplně sedáku řeší tlumení vibrací například EP 13 23 576 B1, nebo EP 14 78 545 B. Například melaminová pěna, nebo některé jiné pružné materiály mají sice dobré vibroizolační vlastnosti, ale zvyšují podstatně výrobní cenu sedadla.

Společným nedostatkem sedadel podle dosavadního stavu techniky je, že je jejich přínos omezen na relativně úzkou oblast frekvencí a změna seřízení vyžaduje jednak složitější zařízení a navíc určitou technickou zkušenost uživatele.

Podstatou řešení podle CZ 19 429 U1 je, že výztuha vlastního sedáku je tvořena pleteným, tkaným nebo jukým textilním elastickým plošným obdélníkovým útvarcem. Toto řešení nabízí zlepšení vibroizolačních vlastností, průhyb elastického materiálu přispívá ke snížení stavební výšky sedáku. K řízení vlastností má zařízení nastavitelné torzní pružiny a třecí otočný tlumič. Především způsob upevnění elastické výztuhy k pevným částem rámu a jeho poloha ve vztahu k rámu

UZ 303075 B6

a výplni sedáku omezuje výšku komfortní pěnové vrstvy a snižuje komfort sezení a limituje jeho použitelnost.

- 5 Cílem vynálezu je umožnit aktivní regulaci vibroizolačních vlastností podle hmotnosti sedící osoby a dynamického chování automobilu, a to i při menších tloušťkách polyuretanové vrstvy, případně při využití levnějších pěnových materiálů.

Podstata vynálezu

- 10 Cíle vynálezu je dosaženo sedadlem, zejména sedadlem řidiče pro automobily nebo pracovní stroje, u něhož je mezi rámem a dolní plochou komfortní výplně sedáku uspořádán vibroizolační systém obsahující pružnou výztuhu tvořenou pásem elastického materiálu, jehož podstatou je to, že vibroizolační systém obsahuje aktivní hřídel situovaný v blízkosti jednoho okraje sedáku
15 a probíhající podél něj, přičemž je aktivní hřídel otočně uložen v rámu a spřažen s ovládacím prostředkem jeho aretované úhlové polohy, a kyvný nosník situovaný v blízkosti druhého okraje sedáku a probíhající podél něj a uložený pohyblivě vzhledem k rámu, přičemž pružná výztuha je jedním svým koncem spojena s aktivním hřídelem a druhým svým koncem s kyvným nosníkem. Pootočením a aretací aktivního hřídele lze snadno nastavit aktuálně požadovanou tuhost pružné výztuhy, vibroizolační vlastnosti jsou podstatně zdokonaleny spřažením pružné výztuhy s kyvným nosníkem, jehož poloha je definována kinematickým mechanismem spřaženým s kyvným nosníkem.

- 25 Vibroizolační systém obsahuje dvouramenné kyvadlo spojené jedním svým koncem s kyvným nosníkem a druhým svým koncem s pohyblivým prostředkem tlumícího členu, přičemž dvouramenné kyvadlo je svou střední částí uloženo kloubově vzhledem k rámu sedadla. Kinematický systém je tak výhodně spřažen s tlumícím členem.

- 30 Vibroizolační systém dále obsahuje dvouramenné kyvadlo spojené jedním svým koncem s kyvným nosníkem a druhým svým koncem s pohyblivým prostředkem tlumícího členu, přičemž dvouramenné kyvadlo je svou střední částí uloženo kloubově na jednom konci kliky uložené druhým koncem výkyvně na rámu sedadla. To dále zvětšuje rozsah možnosti nastavení zadního konce pružné výztuhy vzhledem k rámu sedadla, což jen zvyšuje komfort sezení zvláště v extrémních podmínkách použití sedadla.

- 35 Mezi ramenem kliky a rámem sedadla je uspořádána pružina. Ta je dalším elastickým prostředkem, který umožňuje již ve výrobě nastavit parametry sedadla pro pracovní režim, pro který je sedadlo určeno.

- 40 Ve zvláště komfortním provedení obsahuje vibroizolační systém řídicí jednotku, motorický pohon spřažený s ovládacím prostředkem aretované úhlové polohy aktivního hřídele a motorický pohon k ovládání tlumícího členu, přičemž motorické pohony jsou spřaženy s řídicí jednotkou k předávání informací o jejich stavu řídicí jednotce a k přijímání ovládacích povelů z řídicí jednotky. Připojením řídicí jednotky lze za provozu automaticky provádět změny nastavení vibroizolačního systému sedadla, což je zvláště vhodné pro pracovní režim, ve kterém jsou značné proměnlivé provozní podmínky.

- 45 Navrhované řešení umožňuje dosáhnout velmi dobrých vibroizolačních vlastností sedadla bez nároku na zvětšení stavební výšky sedadla a přizpůsobení sedadla hmotnosti sedící osoby a terénu, ve kterém se vozidlo nebo stroj pohybuje.

CZ 303075 B6

Přehled obrázků na výkresech

5 Příkladná provedení zařízení podle vynálezu jsou schematicky znázorněna na výkrese, kde značí
 10 obr. 1 boční pohled na sedadlo, obr. 2 boční pohled na mechanismus tlumení vibrací, obr. 3 kinematické schéma části klikového mechanismu tlumení vibrací s neměnnou polohou otočného kloubu kyvadla vzhledem k rámu a obr. 4 kinematické schéma části klikového mechanismu tlumení vibrací s otočným kloubem kyvadla uspořádaným na klíce otočně uložené vzhledem k rámu.

Příklady provedení vynálezu

15 Sedadlo 1 automobilu podle vynálezu obsahuje rám 2, který je svou dolní částí upevněn na podlahu 10 automobilu. Na horní částí rámu 2 je uspořádán sedák 11 sedadla 1 a s ním spojené opěradlo 12. Sedák 11 a opěradlo 12 obsahují blíže neznázorněné nosné části a výztuhy, na kterých jsou známým způsobem upevněny komfortní vstvy tvořené výplněmi z pěnového materiálu potaženého potahy připevněnými k nosným částem sedáku 11 a opěradla 12.

20 V blízkosti předního okraje nosné části sedáku 11 je v rámu 2 uspořádán otočně aktivní hřídel 21 opatřený ozubeným segmentem 211, který je v záběru s ovládacím ozubeným segmentem 212 otočně uložený v rámu 2. Ovládací ozubený segment 212 je opatřen neznázorněným ovládacím prostředkem a neznázorněným prostředkem k jeho aretování ve zvolené nastavené poloze aktivního hřídele 21 vzhledem k rámu 2.

25 V blízkosti zadního okraje nosné části sedáku 11 je uspořádán kyvný nosník 22 tvořený v příkladném provedení čepem kruhového průřezu, který je s aktivním hřídelem 21 rovnoběžný. Aktivní hřídel 21 a kyvný nosník 22 jsou vzájemně rovnoběžné a probíhají prakticky přes celou šířku sedáku 11 (jejich délka je v příkladném provedení asi 500 milimetrů).

30 Aktivní hřídel 21 a kyvný nosník 22 jsou alespoň částečně opásány prakticky v celé své délce pásem z viskoelastického kompozitního materiálu, se kterým jsou pevně spojeny. Tento pás tvoří pružnou výztuhu 3 sedáku 11 sedadla 1. Viskoelastickým kompozitním materiálem pružné výztuhy 3 je tkanina, pletenina, netkaná textilie dostatečné pevnosti, polymerní fólie a podobně. Tloušťka viskoelastického materiálu je s výhodou v rozmezí 0,5 až 2 milimetry. V kinematických schématech na obr. 3 a 4 je pružná výztuha 3 zjednodušeně znázorněna jako člen kinematického mechanismu.

35 Kyvný nosník 22 je pevně spojen s dvouramenným kyvadlem 4, přičemž k čepům kyvného nosníku 22 jsou pevně připojeny horní konce rovnoběžně uspořádaných plochých postranic 41 tvořících horní rameno dvouramenného kyvadla 4. Mezi dolní konce postranic 41 je vložena nosná trubka 42, která je s vnitřními plochami postranic 41 svařena. Uprostřed délky nosné trubky 42 je k ní ve směru pokračování postranic 41 navařeno dolní rameno 43 dvouramenného kyvadla 4. Nosná trubka 42 je v provedení podle obr. 3 uložena otočně na čepu 23 upevněném na rámu 2.

40 Konec dolního ramena 43 dvouramenného kyvadla 4 je spřažen s tlumícím členem 5, kterým je ve znázorněném provedení kapalinový tlumič, buď jednočinný s pružinou, nebo dvojčinný s oboustrannou regulací. Jeho pístnice 51 je svým volným koncem kloubově spojena s klouhem 44 dolního ramena 43 dvouramenného kyvadla 4, těleso 52 válce kapalinového tlumiče je upevněno v rámu 2 sedadla 1. V neznázorněných příkladných provedeních je tlumící člen 5 tvořen magnetoelektrickým, magnetoreologickým, nebo pneumatickým prostředkem.

50 V provedení podle obr. 1, 2 a 4 není nosná trubka 42 dvouramenného kyvadla 4 uložena na čepu 23 upevněném na rámu 2. Kinematický mechanismus navíc obsahuje dvě vzájemně rovnoběžné

CZ 303075 B6

kličky 6, které jsou jedním svým koncem uloženy kloubově na rámu 2. Jejich druhé konce jsou pevně spojeny s čely nosného čepu 61, na němž je uložena nosná trubka 42 dvouramenného kyvadla 4. Klika 6 je vzhledem k rámu 2 opřena přes tlačnou pružinu 62.

- 5 V alternativním provedení může být orientace aktivního hřídele 21 a kyvného nosníku 22 a s ním i dalších součástí uvedeného mechanismu pootočena o 90° vzhledem k podélné ose sedadla, což může být vhodné například pro mobilní stroje pohybující se ve svažitém terénu.

- 10 Neznázorněný ovládací prostředek ovládacího ozubeného segmentu 212 může tvořit neznázorněná páka pro ruční ovládání sedící osobou.

- 15 Ve výhodném alternativním provedení je zařízení vybaveno elektronickým řízením 7, jehož ústředním prostředkem je řídicí jednotka 71. Ta může být například sprážená s centrálním řídicím systémem vozidla.

- 20 Ovládacím prostředkem ovládacího ozubeného segmentu 212 je v tomto provedení motorický pohon 72, který je dvousměrnou vazbou sprážen s řídicí jednotkou 71. Ovládacím prostředkem je v tomto provedení opatřen i tlumicí člen 5. Úroveň jeho tlumení je ovládána například v případě kapalinového tlumiče neznázorněným řízeným škrticím ventilem přepouštění hydraulické kapaliny mezi prostory na jedné a druhé straně jeho pístu. Ovládacím prostředek škrticího ventilu je

- 25 Při nastavování sedadla 1 lze působením na neznázorněný ovladač, nebo prostřednictvím řídicí jednotky 7, pootočit prostřednictvím spoluzabírajících ozubených segmentů 212, 211 aktivním hřídelem 21 a předeprnout viskoelastickou pružnou výztuhu 3 podle hmotnosti sedící osoby, případně s přihlédnutím na podmínky plochy, po níž vozidlo pojedí. Aktivní hřídel 21 zůstává v nastavené poloze aretován. Při vibracích působících na sedadlo 1 sedák 11 vlivem zátěže sedící osobou se prohýbá směrem dolů a jeho zadní okraj tlačí působením na horní konec postranic 41 horní rameno dvouramenného kyvadla 4. Přitom se pružně zvětšuje délka pružné výztuhy 3 a současně dochází k výkyvu dvouramenného kyvadla 4 kolem čepu 23 pevně uspořádaného v rámu 2 ve směru hodinových ručiček (obr. 3). Pohyby dvouramenného kyvadla 4 jsou tlumeny tlumicím členem 5, jehož pístnice 51 se při zatížení sedáku 11 směrem dolů zasouvá do tělesa 52 kapalinového tlumiče.

- 35 V provedení podle obr. 1, 2 a 4 se za provozu kývá dvouramenné kyvadlo 4 uložené otočně svou nosnou trubkou 42 na nosném čepu 61 spojeném s volným koncem kličky 6. Současně klika 6 tlačí pružinu 62. Tento složený pohyb, jehož výsledkem je pohyb dolního kloubu 44 kyvadla 4, je opět tlumen tlumicím členem 5 popsaným způsobem.

- 40 V případě provedení s elektronickým řízením 7 pružení sedadla 1 nastaví sedící osoba prostřednictvím řídicí jednotky 71 nejdříve jeho vstupní stav. Motorickým prostředkem 72 se prostřednictvím ovládacího ozubeného segmentu 212 nastaví předpětí pružné výztuhy 3. Tlumení se nastaví prostřednictvím motorického pohonu 73, kterým se zvolí optimální škrticí průřez přepouštění hydraulické kapaliny v kapalinovém tlumiči. Za jízdy dostává vstup řídicí jednotky 71 informace o úrovni vibrací sedadla 1. Řídicí jednotka po zpracování těchto informací vysílá z jednoho výstupu povely do motorického pohonu 72 k pootočení ovládacího ozubeného segmentu 212 a tím k regulaci předpětí pružné výztuhy 3. Z druhého výstupu řídicí jednotky 71 jdou povely do motorického pohonu 73 škrcení hydraulické kapaliny, čímž je řízena úroveň tlumení pohybů dvouramenného kyvadla 4.

50

CZ 303075 B6

Průmyslová využitelnost

Konstrukční řešení sedadla s aktivním tlumicím systémem je vhodné pro zdokonalení současných sedadel v osobních automobilech a dále i v mnoha dalších odvětvích stavebních, zemních, zemědělských a manipulačních strojů.

PATENTOVÉ NÁROKY

1. Sedadlo (1), zejména sedadlo řidiče pro automobily nebo pracovní stroje, obsahující sedák (11) a opěradlo (12), jejichž polštářované výplně jsou tvořeny elastickou pěnou, přičemž mezi sedákem (11) a podlahou (10) vozidla je uspořádán pevný rám (2) sedadla (1) a mezi rámem (2) a dolní plochou polštářované výplně sedáku (11) je uspořádán vibroizolační systém obsahující pružnou výztuhu (3) tvořenou pásem elastického materiálu, **vyznačující se tím**, že vibroizolační systém obsahuje aktivní hřídel (21) situovaný v blízkosti jednoho okraje sedáku (11) a probíhající podél něj, přičemž je aktivní hřídel (21) otočně uložen v rámu (2) a spřažen s ovládacím prostředkem jeho aretované úhlové polohy, dále obsahuje kyvný nosník (22) situovaný v blízkosti druhého okraje sedáku (11) a probíhající podél něj a uložený pohyblivě vzhledem k rámu (2), přičemž pružná výztuha (3) je jedním svým koncem spojena s aktivním hřídelem (21) a druhým svým koncem s kyvným nosníkem (22).

2. Sedadlo (1) podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že vibroizolační systém obsahuje dvouramenné kyvadlo (4) spojené jedním svým koncem s kyvným nosníkem (22) a druhým svým koncem s pohyblivým prostředkem tlumicího členu (5), přičemž dvouramenné kyvadlo (4) je svou střední částí uloženo kloubově vzhledem k rámu (2) sedadla (1).

3. Sedadlo (1) podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že vibroizolační systém obsahuje dvouramenné kyvadlo (4) spojené jedním svým koncem s kyvným nosníkem (22) a druhým svým koncem s pohyblivým prostředkem tlumicího členu (5), přičemž dvouramenné kyvadlo (4) je svou střední částí uloženo kloubově na jednom konci kliky (6) uložené druhým koncem výkyvně na rámu (2) sedadla (1).

4. Sedadlo (1) podle nároku 3, **vyznačující se tím**, že mezi ramenem kliky (6) a rámem (2) sedadla (1) je uspořádána pružina (62).

5. Sedadlo (1) podle kteréhokoliv z předchozích nároků, **vyznačující se tím**, že vibroizolační systém obsahuje řídicí jednotku (71), motorický pohon (72) spřažený s ovládacím prostředkem aretované úhlové polohy aktivního hřídele (21) a motorický pohon (73) k ovládání tlumicího členu (5), přičemž motorické pohony (72, 73) jsou spřaženy s řídicí jednotkou (71) k předávání informací o jejich stavu řídicí jednotce (71) a k přijímání ovládacích povelů z řídicí jednotky (71).

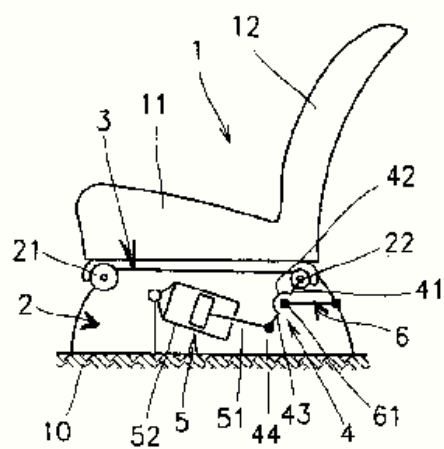
2 výkresy

CZ 303075 B6

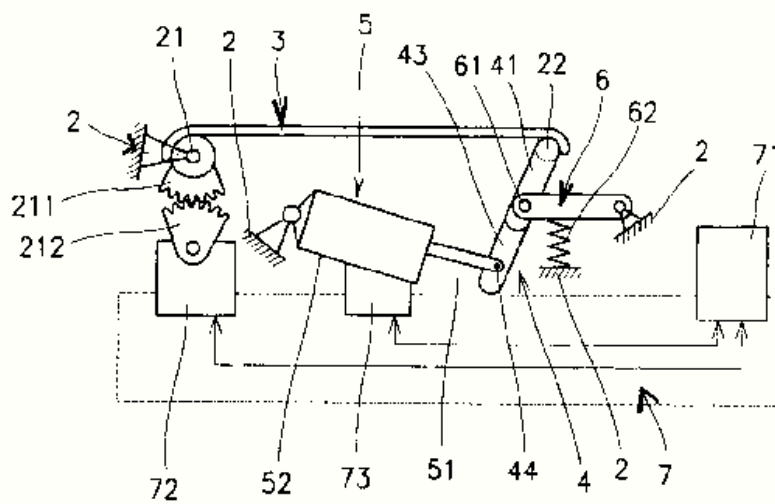
Seznam vztahových značek

	1	sedadlo
5	10	podlaha
	11	sedák
	12	opěradlo
	2	rám
	21	aktivní hřídel
10	211	ozubený segment (předního hřídele)
	212	ovládací ozubený segment
	22	kyvný nosník
	23	čep (kloubu kývání kyvadla vzhledem k rámu)
	3	pružná výztuha
15	4	kyvadlo
	41	postranice (kyvadla)
	42	nosná trubka (kyvadla)
	43	dolní rameno (kyvadla)
	44	dolní kloub kyvadla
20	5	tlumicí člen
	51	pístnice (kapalinového tlumiče)
	52	těleso válce (kapalinového tlumiče)
	6	klíka
	61	nosný čep (kloubu kývání kyvadla vzhledem ke klíce)
25	62	tlačná pružina kliky
	7	elektronické řízení
	71	řídící jednotka
	72	motorický pohon (ovládacího ozubeného segmentu aktivního hřídele)
	73	motorický pohon (ovládacího prostředku tlumicího členu)

CZ 303075 B6

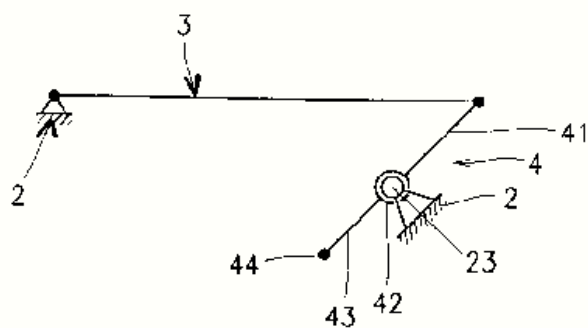


Obr. 1

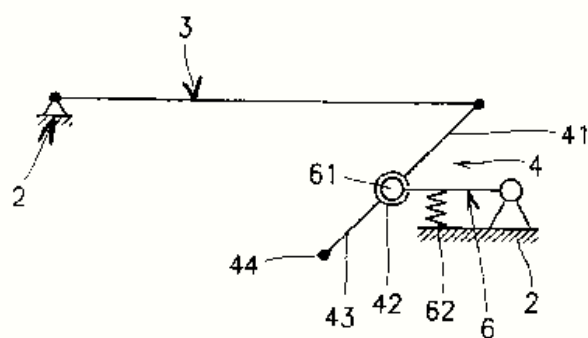


Obr. 2

CZ. 303075 B6



Obr. 3

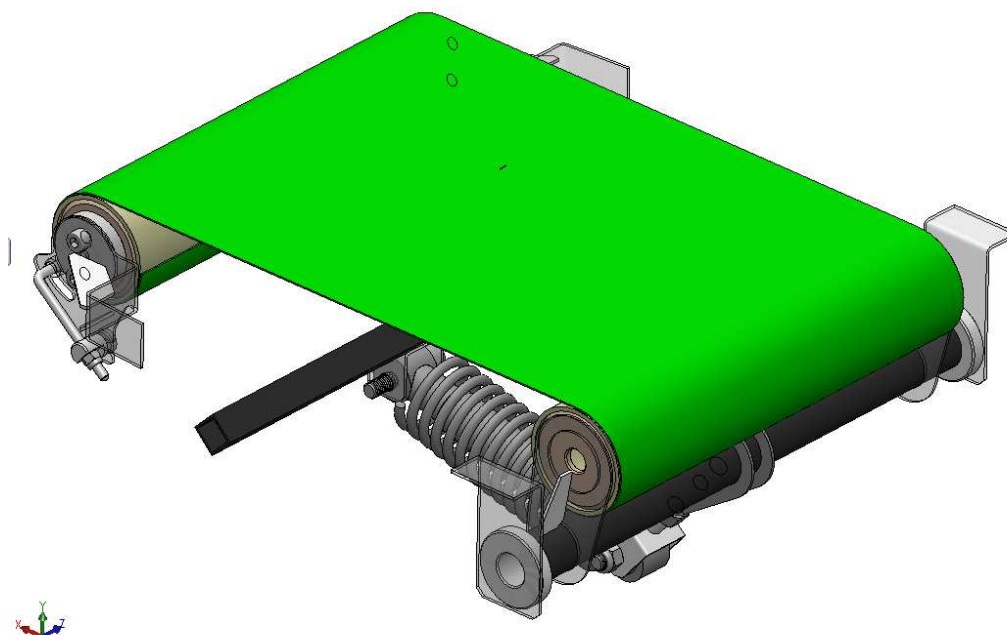


Obr. 4

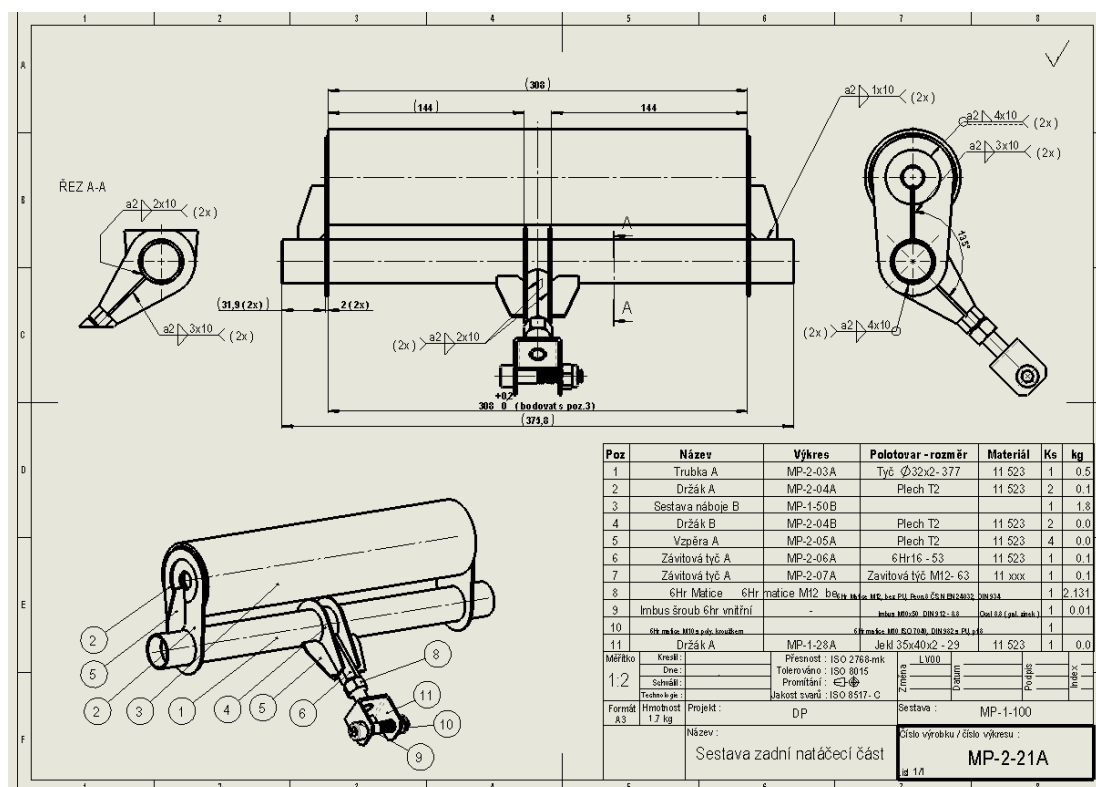
Koniec dokumentu

Příloha [P2]

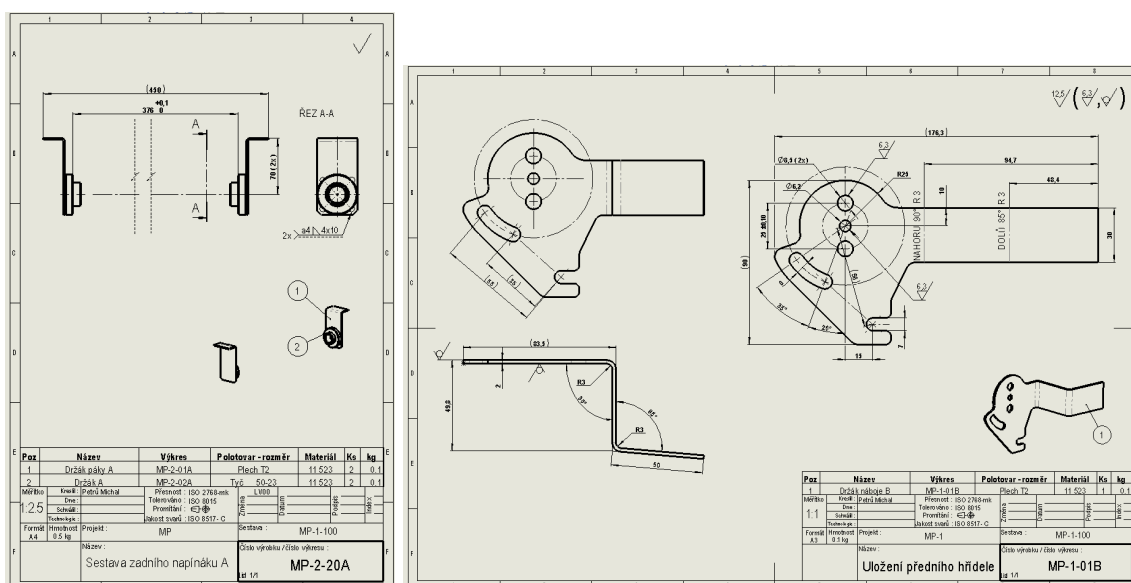
Výkresová dokumentace realizovaného mechanického řešení systému aktivní regulovatelné výztuhy



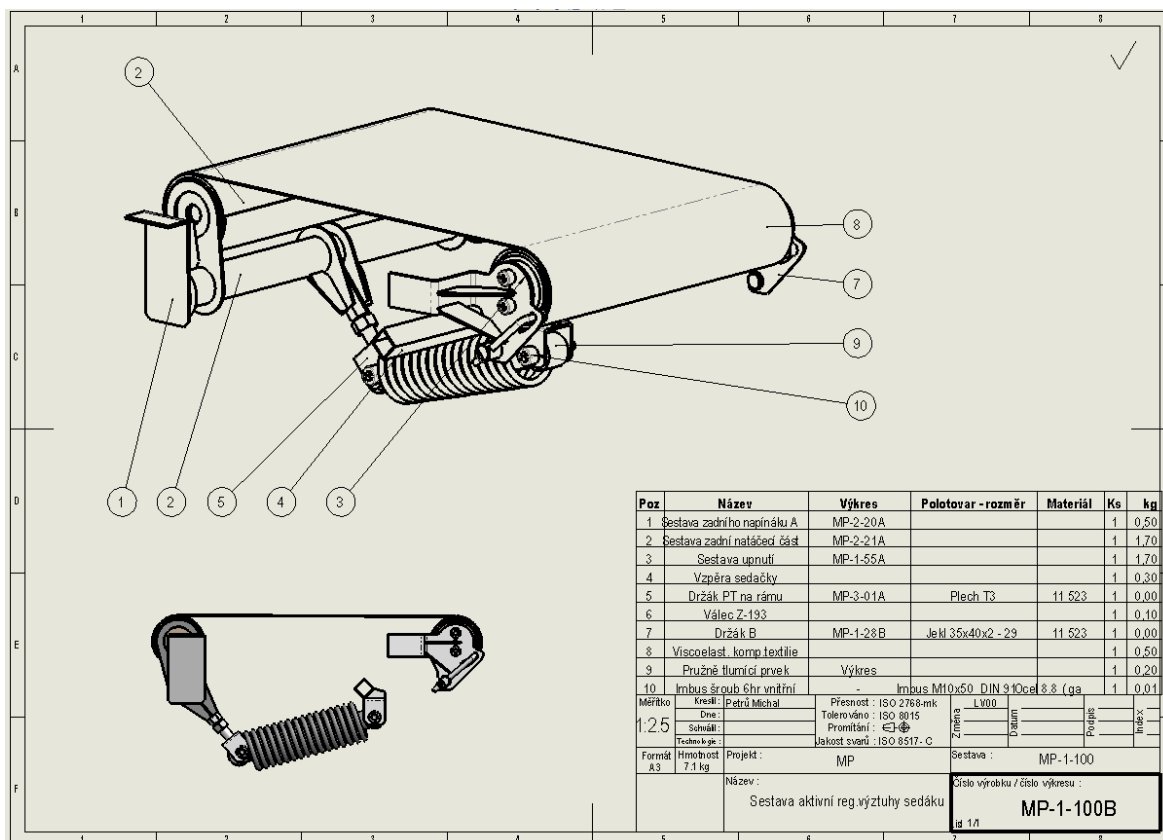
Obr. P2 -1 Konstrukční provedení



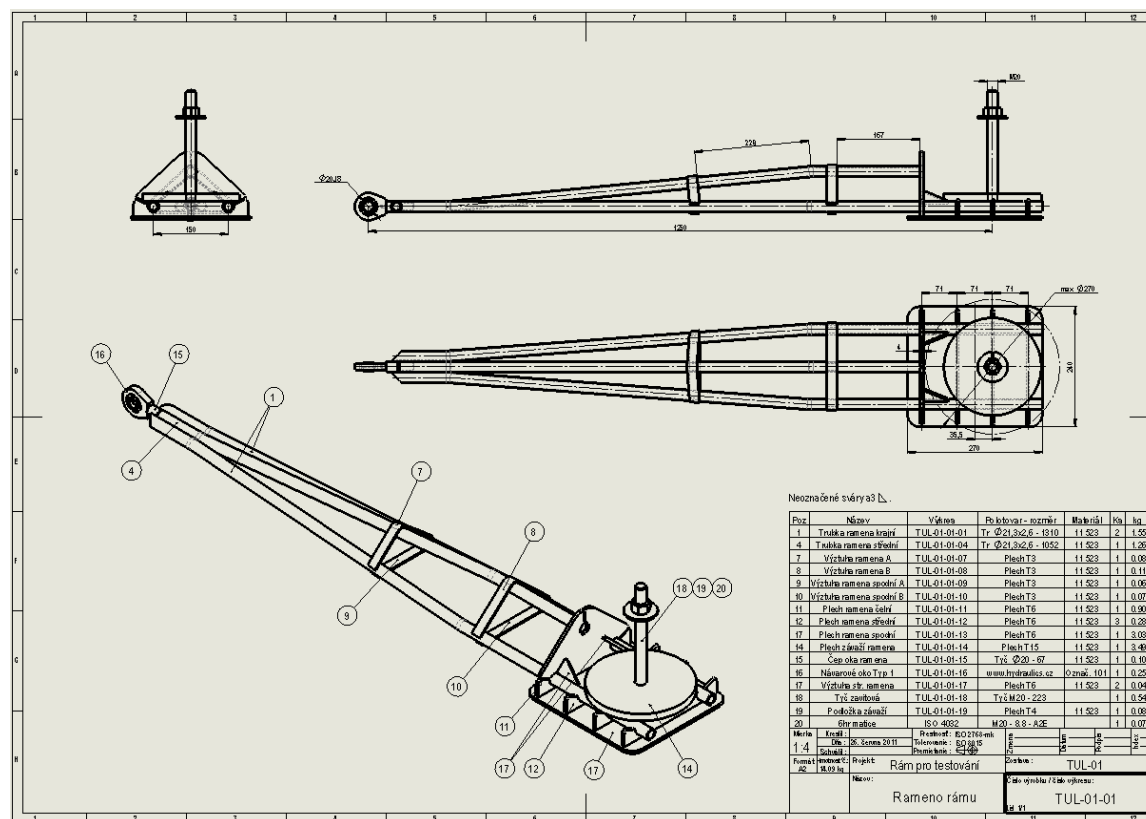
Obr. P2 -2 Výkres sestavy zadní kinematické části



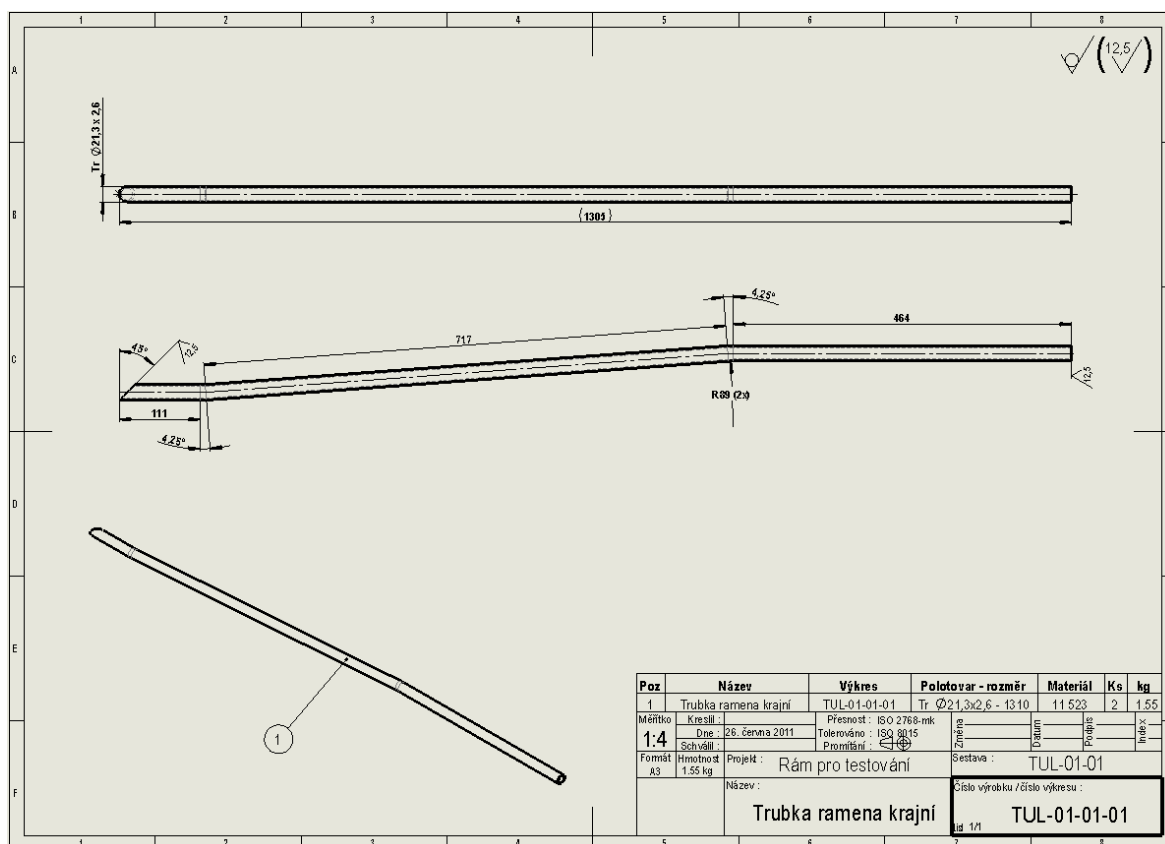
Obr. P2 -3 Uložení systému k rámu konstrukce sedáku



Obr. P2 -4 Výkres sestavy



Obr. P3 -3 Výkres sestavy B

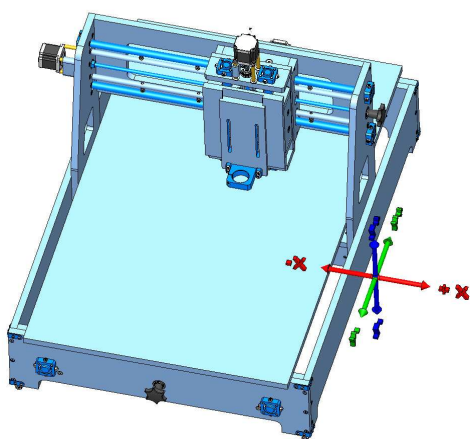


Obr. P3 -3 Výkres nosné tyče (trubky)

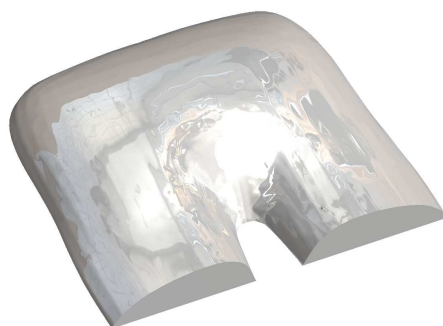
Příloha [P4]

Postup výroby zátěžové tvarovky

Navrhnutá 3D geometrie spodních končetin má velmi členitý tvar, který je nutno modifikovat, neboť lidský jedinec má rozdílné tvary spodních končetin (malé, velké osoby, ženy, muži). Proto byla podle vlastního návrhu zkonstruována 3osá CNC fréza^(P12), která je přímo propojena s 3D programem *CUT 3D*. *CUT 3D* dokáže načíst data z CAD softwaru a podle zadaných dat lze vyrobit (vyřezat) libovolný geometrický tvar (obr. P4-2).



Obr. P4 -1 Konstrukční provedení (vlevo), funkční CNC fréza (vpravo)



Obr. P4 -2 Realizace výroby zátěžové tvarovky

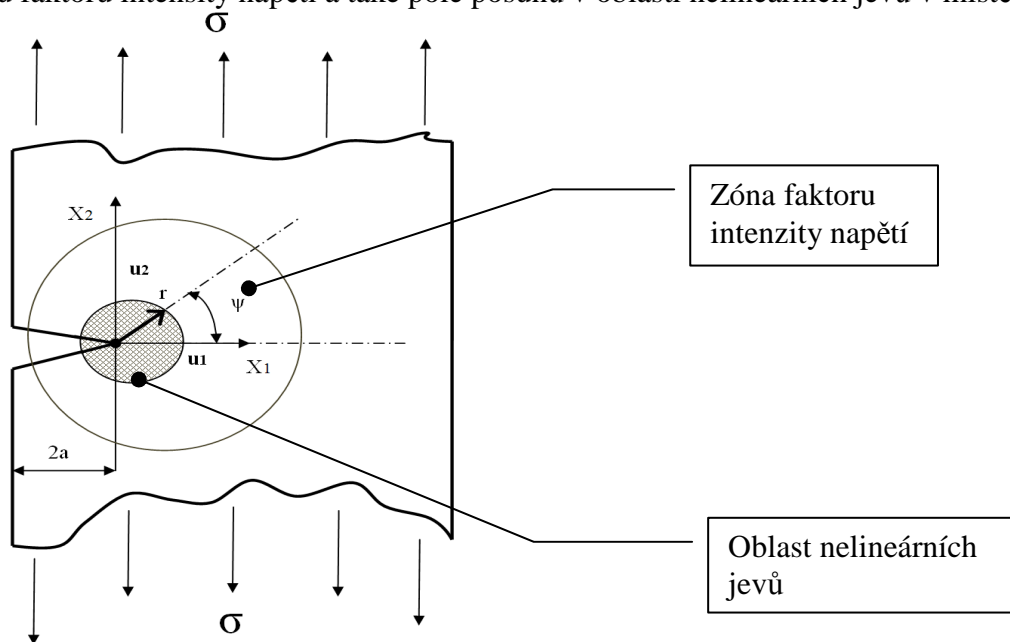
(P12)

Firkal', L.; Petrů, M. (2012). *Řízené systémy přispívající k posuzování kvality konstrukčního návrhu výplně komfortní vrstvy*, Diago, 31. mezinárodní vědecká conference, Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.

Příloha [P5]

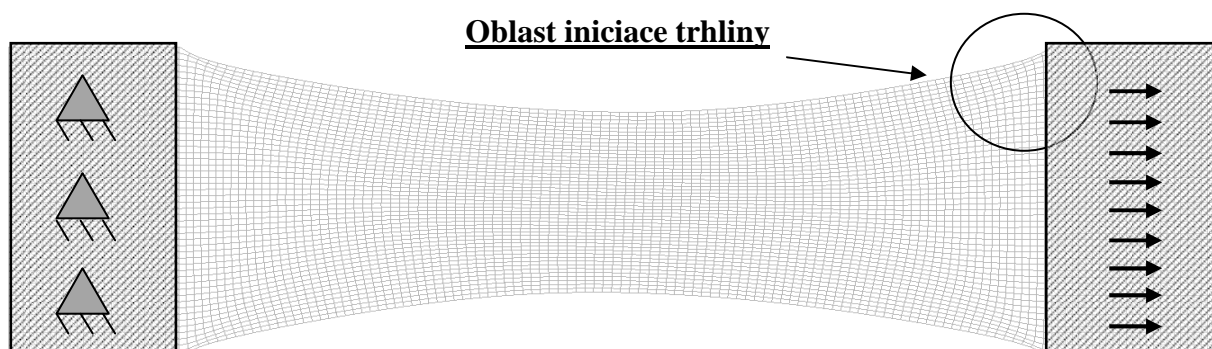
Úvodní studie a analýzy trhliny viskoelastické textilie

Pro popis a studii trhliny resp. iniciace trhliny v textilií lze vycházet z představy kontinua s apriorní trhlinou (obr. P5 -1). K popisu nestability a růstu trhliny můžeme zavést integrální parametry trhliny, které následně se následně budou verifikovat s experimentálně zjištěnými kritickými hodnotami. Vycházet lze z energetické úvahy o rozložení intenzity napětí pomocí Irwinova faktoru intenzity napětí K_I , které popisuje zónu faktoru intenzity napětí a také pole posunů v oblasti nelineárních jevů v místě trhliny.

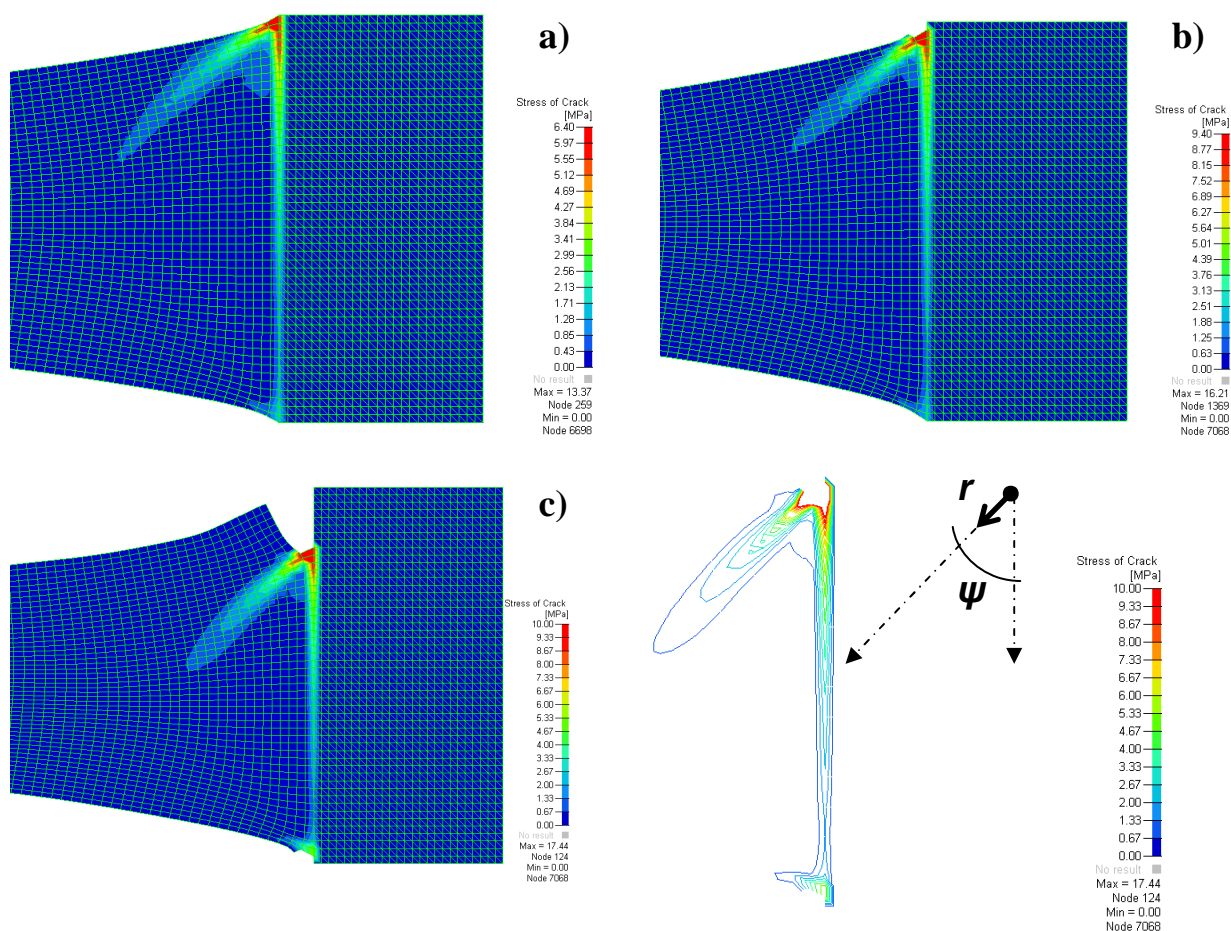


Obr. P5 -1 Studie trhliny s charakterem popisu intenzity napětí podle Irwinova faktoru

Modelová simulace vzorku textilie s počátkem iniciace trhliny ve vzorku $t_{init} \geq t > t_0$ je uvedena na obr. P5 -2. Prvotní studie a výsledky jsou uvedeny na obr. P5-3 až P5-6.

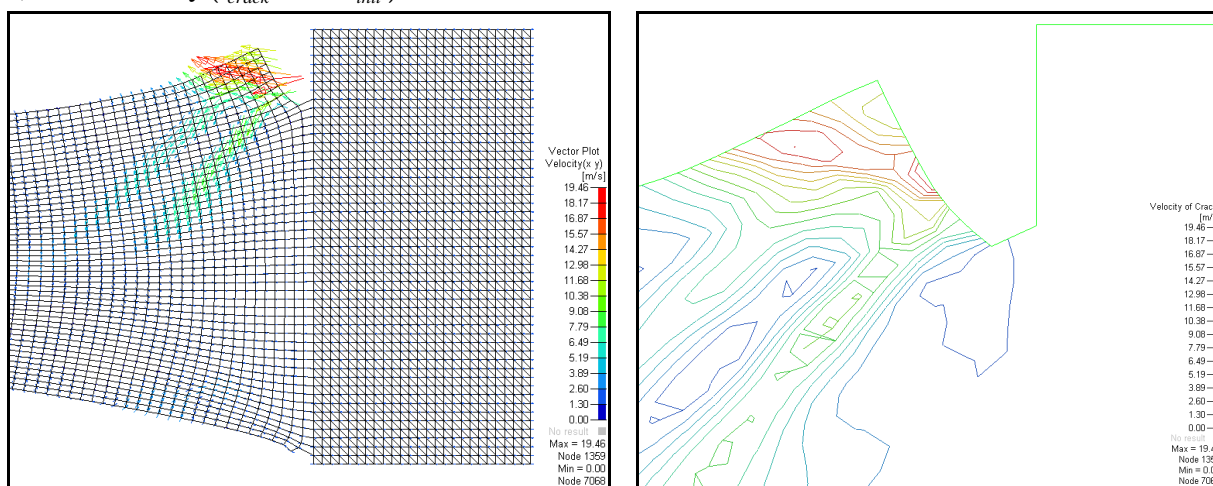


Obr. P5-2 MKP model pro popis šíření trhliny ve vzorku viskoelastické textilie



Obr. P5 -3 Intenzita napětí v trhlině: a) Mezní stav ($t_{init} > t_0$), b) počátek trhliny ($t = t_{init}$), c) šíření trhliny ($t_{crack} > t > t_{init}$)

Obr. P5-4 Rozložení intensity napětí:



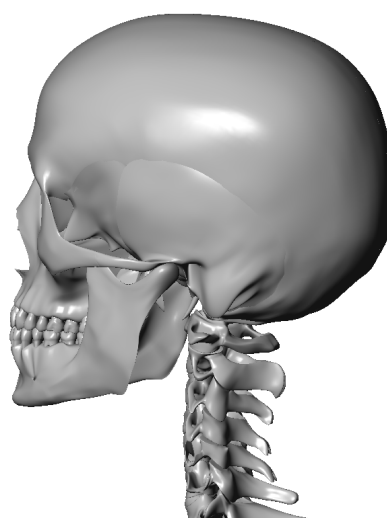
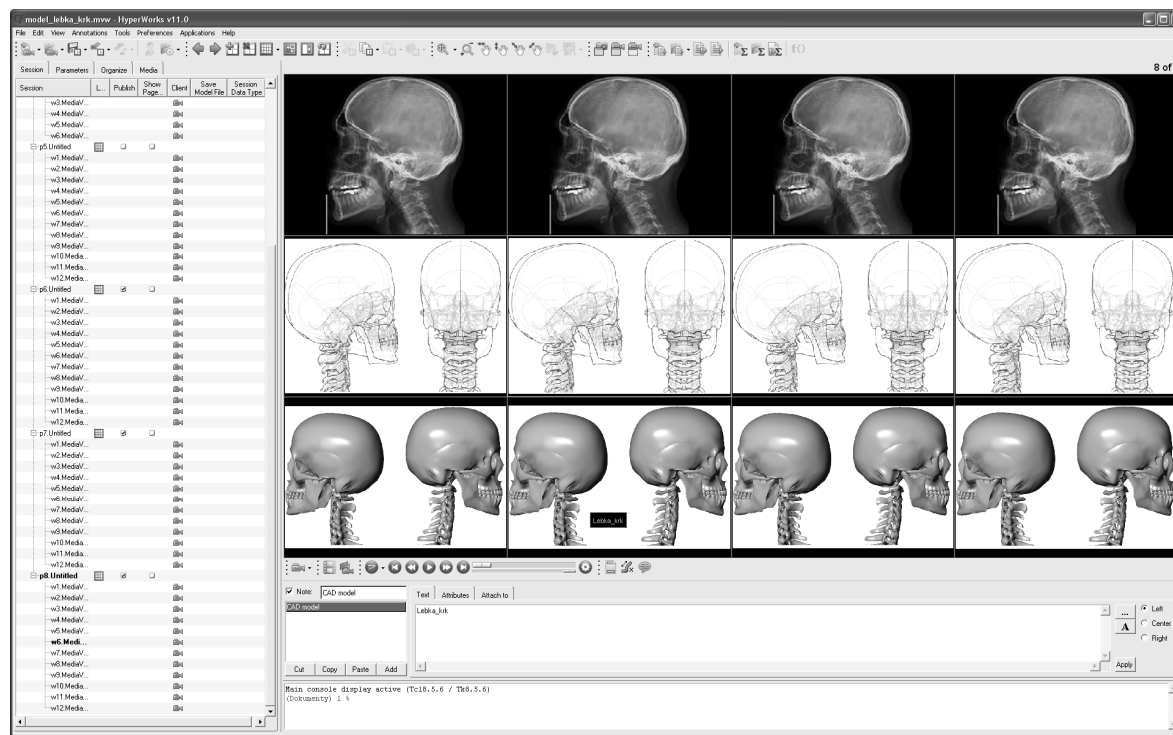
Obr. P5 -5 Vektory rozložení rychlosti šíření trhliny ve viskoelastické textílii

Obr. P5 -6 Rozložení pole rychlosti šíření trhliny

Příloha [P6]

Příprava modelové simulace pro detailnější studie a analýzy poranění hlavy a krčních obratlů

Výzkum a studie poranění hlavy při nárazu lze zpřesnit prostřednictvím detailnějších simulací, které budou vytvořeny z odpovídajících CAD modelů, vytvořených z rentgenových snímků (obr.P6-1). CAD modely budou použity pro vytvoření odpovídající konstrukce sítě konečných prků pro realizace následných simulací.



Obr. P6 -1 CAD model lebky a krčních obratlů